

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE

Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Rehabilitation and performance improvement

**Turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes turbines –
Réhabilitation et amélioration des performances**



THIS PUBLICATION IS COPYRIGHT PROTECTED

Copyright © 2008 IEC, Geneva, Switzerland

All rights reserved. Unless otherwise specified, no part of this publication may be reproduced or utilized in any form or by any means, electronic or mechanical, including photocopying and microfilm, without permission in writing from either IEC or IEC's member National Committee in the country of the requester.

If you have any questions about IEC copyright or have an enquiry about obtaining additional rights to this publication, please contact the address below or your local IEC member National Committee for further information.

Droits de reproduction réservés. Sauf indication contraire, aucune partie de cette publication ne peut être reproduite ni utilisée sous quelque forme que ce soit et par aucun procédé, électronique ou mécanique, y compris la photocopie et les microfilms, sans l'accord écrit de la CEI ou du Comité national de la CEI du pays du demandeur.

Si vous avez des questions sur le copyright de la CEI ou si vous désirez obtenir des droits supplémentaires sur cette publication, utilisez les coordonnées ci-après ou contactez le Comité national de la CEI de votre pays de résidence.

IEC Central Office
3, rue de Varembe
CH-1211 Geneva 20
Switzerland
Email: inmail@iec.ch
Web: www.iec.ch

About the IEC

The International Electrotechnical Commission (IEC) is the leading global organization that prepares and publishes International Standards for all electrical, electronic and related technologies.

About IEC publications

The technical content of IEC publications is kept under constant review by the IEC. Please make sure that you have the latest edition, a corrigenda or an amendment might have been published.

- Catalogue of IEC publications: www.iec.ch/searchpub

The IEC on-line Catalogue enables you to search by a variety of criteria (reference number, text, technical committee,...). It also gives information on projects, withdrawn and replaced publications.

- IEC Just Published: www.iec.ch/online_news/justpub

Stay up to date on all new IEC publications. Just Published details twice a month all new publications released. Available on-line and also by email.

- Electropedia: www.electropedia.org

The world's leading online dictionary of electronic and electrical terms containing more than 20 000 terms and definitions in English and French, with equivalent terms in additional languages. Also known as the International Electrotechnical Vocabulary online.

- Customer Service Centre: www.iec.ch/webstore/custserv

If you wish to give us your feedback on this publication or need further assistance, please visit the Customer Service Centre FAQ or contact us:

Email: csc@iec.ch
Tel.: +41 22 919 02 11
Fax: +41 22 919 03 00

A propos de la CEI

La Commission Electrotechnique Internationale (CEI) est la première organisation mondiale qui élabore et publie des normes internationales pour tout ce qui a trait à l'électricité, à l'électronique et aux technologies apparentées.

A propos des publications CEI

Le contenu technique des publications de la CEI est constamment revu. Veuillez vous assurer que vous possédez l'édition la plus récente, un corrigendum ou amendement peut avoir été publié.

- Catalogue des publications de la CEI: www.iec.ch/searchpub/cur_fut-f.htm

Le Catalogue en-ligne de la CEI vous permet d'effectuer des recherches en utilisant différents critères (numéro de référence, texte, comité d'études,...). Il donne aussi des informations sur les projets et les publications retirées ou remplacées.

- Just Published CEI: www.iec.ch/online_news/justpub

Restez informé sur les nouvelles publications de la CEI. Just Published détaille deux fois par mois les nouvelles publications parues. Disponible en-ligne et aussi par email.

- Electropedia: www.electropedia.org

Le premier dictionnaire en ligne au monde de termes électroniques et électriques. Il contient plus de 20 000 termes et définitions en anglais et en français, ainsi que les termes équivalents dans les langues additionnelles. Egalement appelé Vocabulaire Electrotechnique International en ligne.

- Service Clients: www.iec.ch/webstore/custserv/custserv_entry-f.htm

Si vous désirez nous donner des commentaires sur cette publication ou si vous avez des questions, visitez le FAQ du Service clients ou contactez-nous:

Email: csc@iec.ch
Tél.: +41 22 919 02 11
Fax: +41 22 919 03 00



IEC 62256

Edition 1.0 2008-01

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE

Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Rehabilitation and performance improvement

**Turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes turbines –
Réhabilitation et amélioration des performances**

INTERNATIONAL
ELECTROTECHNICAL
COMMISSION

COMMISSION
ELECTROTECHNIQUE
INTERNATIONALE

PRICE CODE
CODE PRIX

XF

ICS 27.140

ISBN 2-8318-9332-1

CONTENTS

FOREWORD.....	6
INTRODUCTION.....	8
1 Scope and object.....	9
2 Nomenclature.....	9
3 Reasons for rehabilitating.....	10
3.1 General.....	10
3.2 Reliability and availability increase.....	12
3.3 Life extension and performance restoration.....	13
3.4 Performance improvement.....	13
3.5 Plant safety improvement.....	13
3.6 Environmental, social and regulatory issues.....	13
3.7 Maintenance and operating cost reduction.....	14
3.8 Other considerations.....	14
4 Phases of a rehabilitation project.....	14
4.1 General.....	14
4.2 Decision on organization.....	16
4.2.1 General.....	16
4.2.2 Expertise required.....	16
4.2.3 Contract arrangement.....	17
4.3 Level of assessment and determination of scope.....	17
4.3.1 General.....	17
4.3.2 Feasibility study – Stage 1.....	18
4.3.3 Feasibility study – Stage 2.....	18
4.3.4 Detailed study.....	18
4.4 Contractual issues.....	24
4.4.1 General.....	24
4.4.2 Specification requirements.....	24
4.4.3 Tendering documents and evaluation of tenders.....	24
4.4.4 Contract Award(s).....	25
4.5 Execution of project.....	25
4.5.1 Model test activities.....	25
4.5.2 Design, construction, installation and testing.....	26
4.6 Evaluation of results and compliance with guarantees.....	26
4.6.1 General.....	26
4.6.2 Turbine performance evaluation.....	27
4.6.3 Generator performance evaluation.....	27
4.6.4 Penalties and/or bonuses assessment.....	27
5 Scheduling, cost analysis and risk analysis.....	27
5.1 Scheduling.....	27
5.1.1 General.....	27
5.1.2 Scheduling – Assessment, feasibility and detailed study phases.....	28
5.1.3 Evaluating the scheduling component of alternatives.....	28
5.1.4 Scheduling specification and tendering phase.....	29
5.1.5 Scheduling project execution phases.....	30
5.2 Economic and financial analyses.....	30

5.2.1	General	30
5.2.2	Benefit-cost analysis	31
5.2.3	Identification of anticipated benefits.....	32
5.2.4	Identification of anticipated costs and benefits.....	33
5.2.5	Sensitivity analysis	34
5.2.6	Conclusions.....	35
5.3	Risk analysis	35
5.3.1	General	35
5.3.2	Non-achievement of performance risk.....	36
5.3.3	Risk of continued operation without rehabilitation	36
5.3.4	Extension of outage risk	36
5.3.5	Financial risks	37
5.3.6	Project scope risk.....	37
5.3.7	Other risks.....	38
6	Assessment and determination of scope of the work.....	38
6.1	General.....	38
6.2	Assessment of the site	39
6.2.1	Hydrology.....	39
6.2.2	Actual energy production	39
6.2.3	Environmental social and regulatory issues	40
6.3	The assessment of the turbine	41
6.3.1	General	41
6.3.2	Turbine integrity assessment.....	70
6.3.3	Residual life	79
6.3.4	Turbine performance assessment.....	80
6.4	The assessment of related equipment	102
6.4.1	General	102
6.4.2	Generator and thrust bearing.....	107
6.4.3	Turbine governor	109
6.4.4	Turbine inlet and outlet valves, pressure relief valve.....	109
6.4.5	Auxiliary equipment.....	109
6.4.6	Equipment for erection, dismantling and maintenance	110
6.4.7	Penstock and other water passages	110
6.4.8	Consequences of changes in plant specific hydraulic energy (head).....	111
7	Hydraulic design and performance testing options	111
7.1	General.....	111
7.2	Computational hydraulic design.....	112
7.2.1	General	112
7.2.2	The role of CFD.....	113
7.2.3	The process of a CFD cycle.....	113
7.2.4	The accuracy of CFD results	114
7.2.5	How to use CFD for rehabilitation	115
7.2.6	CFD versus model tests	115
7.3	Model tests.....	116
7.3.1	General	116
7.3.2	Model test similitude.....	117
7.3.3	Model test content.....	117
7.3.4	Model test application.....	118
7.3.5	Model test location	120

7.4	Prototype performance test	121
7.4.1	General	121
7.4.2	Prototype performance test accuracy.....	122
7.4.3	Prototype performance test types	123
7.4.4	Evaluation of results	123
8	Specifications	124
8.1	General.....	124
8.2	Reference standards	124
8.3	Information to be included in the tender documents.....	125
8.4	Documents to be developed in the course of the project.....	127
Bibliography.....		129
Figure 1 – Flow diagram depicting the logic of the rehabilitation process		15
Figure 2 – Critical zones for cracks “A” and “B” in Pelton runner buckets		78
Figure 3 – Relative efficiency versus relative output – Original and new runners.....		82
Figure 4 – Relative efficiency versus output – Original and new runners – Outardes 3 generating station.....		83
Figure 5 – Efficiency and distribution of losses versus specific speed for Francis turbines (model) in 2005		84
Figure 6 – Relative efficiency gain following modification of the blades on the La Grande 3 runner, in Quebec, Canada.....		86
Figure 7a – Potential efficiency improvement for Francis turbine rehabilitation.....		91
Figure 7b – Potential efficiency improvement for Kaplan turbine rehabilitation		92
Figure 8 – Cavitation and corrosion-erosion in Francis runner.....		93
Figure 9 – Back side erosion of the entrance into a Pelton bucket.....		94
Figure 10 – Leading edge cavitation erosion on a Francis pump-turbine caused by extended periods of operation at very low loads.....		95
Figure 11 – Severe particle erosion damage in a Francis runner		97
Table 1 – Expected life of a hydropower plant and its subsystems before major work		12
Table 2 – Assessment of turbine embedded parts – Stay ring		43
Table 3 – Assessment of turbine embedded parts – Spiral or semi-spiral case.....		44
Table 4 – Assessment of turbine embedded parts – Discharge ring		45
Table 5 – Assessment of turbine embedded parts – Draft tube.....		46
Table 6 – Assessment of turbine non-embedded, non-rotating parts – Headcover.....		47
Table 7 – Assessment of turbine non-embedded, non-rotating parts – Intermediate and inner headcovers		50
Table 8 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts – Bottom ring		51
Table 9 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts – Guide vanes		53
Table 10 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts – Guide vane operating mechanism.....		55
Table 11 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts – Operating ring.....		56
Table 12 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts – Servomotors		57
Table 13 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts – Guide bearings		58

Table 14 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts – Turbine shaft seal (mechanical seal or packing box)	60
Table 15 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts – Thrust bearing support	60
Table 16 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts – Nozzles	61
Table 17 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts – Deflectors and energy dissipation.....	61
Table 18a – Assessment of turbine rotating parts – Runner	62
Table 18b – Assessment of turbine rotating parts – Runner	65
Table 18c – Assessment of turbine rotating parts – Runner	66
Table 19 – Assessment of turbine rotating parts – Turbine shaft	67
Table 20 – Assessment of turbine rotating parts – Oil head and oil distribution pipes.....	68
Table 21 – Assessment of turbine auxiliaries – Speed and load regulation system (governor).....	68
Table 22 – Assessment of turbine auxiliaries – Turbine aeration system	69
Table 23 – Assessment of turbine auxiliaries – Lubrication system (guide vane mechanism)	70
Table 24 – Francis turbine potential efficiency improvement (%) for runner profile modifications only	85
Table 25 – Potential impact of design and condition of runner seals on Francis turbine efficiency with new replacement runner or rehabilitated runner (%).....	88
Table 26 – Potential total gain in efficiency from the replacement of a Francis turbine runner including the blade profile improvements, the restoration of surface condition and the reduction of seal losses.....	89
Table 27 – Potential Additional Efficiency Improvement by Rehabilitation/Replacement of Other Water Passage Components on a Francis Turbine (%).....	89
Table 28 – Assessment of related equipment - Governor	104
Table 29 – Assessment of related equipment – Generator and thrust bearing	105
Table 30 – Assessment of related equipment – Penstock and turbine inlet valves.....	106
Table 31 – Assessment of related equipment – Civil works	107
Table 32 – Assessment of related equipment – Crane, erection equipment.....	107

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

**HYDRAULIC TURBINES, STORAGE PUMPS AND PUMP-TURBINES –
REHABILITATION AND PERFORMANCE IMPROVEMENT**

FOREWORD

- 1) The International Electrotechnical Commission (IEC) is a worldwide organization for standardization comprising all national electrotechnical committees (IEC National Committees). The object of IEC is to promote international co-operation on all questions concerning standardization in the electrical and electronic fields. To this end and in addition to other activities, IEC publishes International Standards, Technical Specifications, Technical Reports, Publicly Available Specifications (PAS) and Guides (hereafter referred to as “IEC Publication(s)”). Their preparation is entrusted to technical committees; any IEC National Committee interested in the subject dealt with may participate in this preparatory work. International, governmental and non-governmental organizations liaising with the IEC also participate in this preparation. IEC collaborates closely with the International Organization for Standardization (ISO) in accordance with conditions determined by agreement between the two organizations.
- 2) The formal decisions or agreements of IEC on technical matters express, as nearly as possible, an international consensus of opinion on the relevant subjects since each technical committee has representation from all interested IEC National Committees.
- 3) IEC Publications have the form of recommendations for international use and are accepted by IEC National Committees in that sense. While all reasonable efforts are made to ensure that the technical content of IEC Publications is accurate, IEC cannot be held responsible for the way in which they are used or for any misinterpretation by any end user.
- 4) In order to promote international uniformity, IEC National Committees undertake to apply IEC Publications transparently to the maximum extent possible in their national and regional publications. Any divergence between any IEC Publication and the corresponding national or regional publication shall be clearly indicated in the latter.
- 5) IEC provides no marking procedure to indicate its approval and cannot be rendered responsible for any equipment declared to be in conformity with an IEC Publication.
- 6) All users should ensure that they have the latest edition of this publication.
- 7) No liability shall attach to IEC or its directors, employees, servants or agents including individual experts and members of its technical committees and IEC National Committees for any personal injury, property damage or other damage of any nature whatsoever, whether direct or indirect, or for costs (including legal fees) and expenses arising out of the publication, use of, or reliance upon, this IEC Publication or any other IEC Publications.
- 8) Attention is drawn to the Normative references cited in this publication. Use of the referenced publications is indispensable for the correct application of this publication.
- 9) Attention is drawn to the possibility that some of the elements of this IEC Publication may be the subject of patent rights. IEC shall not be held responsible for identifying any or all such patent rights.

International Standard IEC 62256 has been prepared by IEC technical committee 4: Hydraulic turbines.

The text of this standard is based on the following documents:

FDIS	Report on voting
4/231/FDIS	4/234/RVD

Full information on the voting for the approval of this standard can be found in the report on voting indicated in the above table.

This publication has been drafted in accordance with the ISO/IEC Directives, Part 2.

This standard is intended as a guide.

The committee has decided that the contents of this publication will remain unchanged until the maintenance result date indicated on the IEC web site under "<http://webstore.iec.ch>" in the data related to the specific publication. At this date, the publication will be

- reconfirmed,
- withdrawn,
- replaced by a revised edition, or
- amended.

INTRODUCTION

Hydro plant owners make significant investments annually in rehabilitating plant equipment (turbines, generators, transformers, penstocks, gates etc.) and structures in order to improve the level of service to their customers and to optimize their revenue. In the absence of guidelines, owners may be spending needlessly, or may be taking unnecessary risks and thereby achieving results that are less than optimal. This guide is intended to be a tool in the optimisation and decision process.

IEC TC 4 wishes to thank IEA for providing its document “Guidelines on Methodology for Hydroelectric Francis Turbine Upgrading by Runner Replacement” as a starting point for the writing of this document. IEC TC 4 appreciates this contribution and acknowledges that the IEA document provided a good foundation upon which to build this IEC document.

HYDRAULIC TURBINES, STORAGE PUMPS AND PUMP-TURBINES – REHABILITATION AND PERFORMANCE IMPROVEMENT

1 Scope and object

The scope of this International Standard covers turbines, storage pumps and pump-turbines of all sizes and of the following types:

- Francis;
- Kaplan;
- propeller;
- Pelton (turbines only);
- Bulb.

Wherever turbines or turbine components are referred to in the text of this guide, they shall be interpreted also to mean the comparable units or components of storage pumps or pump-turbines as the case requires.

The Guide also identifies without detailed discussion, other powerhouse equipment that could affect or be affected by a turbine, storage pump, or pump-turbine rehabilitation.

The object of this guide is to assist in identifying, evaluating and executing rehabilitation and performance improvement projects for hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines. This guide can be used by owners, consultants, and suppliers to define:

- needs and economics for rehabilitation and performance improvement;
- scope of work;
- specifications;
- evaluation of results.

The Guide is intended to be:

- an aid in the decision process;
- an extensive source of information on rehabilitation;
- an identification of the key milestones in the rehabilitation process;
- an identification of the points that should be addressed in the decision processes.

The Guide is not intended to be a detailed engineering manual nor a maintenance guide.

2 Nomenclature

For the purpose of this document, the term “rehabilitation” is defined as some combination of:

- restoration of equipment capacity and/or equipment efficiency to near “as-new” levels;

- extension of equipment life by re-establishing mechanical integrity.

The term “performance improvement” means the increase of capacity and/or efficiency beyond those of the original machine and may be included as part of a rehabilitation.

Many other terms are in common use to define the work of “rehabilitation” and “performance improvement”, however it is suggested to use the above terms. Some of the terms considered and discarded for their lack of precision or completeness include:

- upgrade or upgrading – restoration of mechanical integrity and efficiency;
- uprating – increase of nameplate capacity (power) which may result in part from efficiency restoration or improvement;
- overhaul – restoration of mechanical integrity;
- modernization – could mean performance improvement and replacement of obsolete technologies;
- redevelopment – term frequently used to mean replacement of the powerplant and could involve changes to the hydraulics and hydrology of the site usually implying a change in mode of operation of the plant;
- refurbishment – restoration of mechanical integrity usually with restoration of performance (closely resembles “rehabilitation”, the preferred term);
- replacement – usually refers to specific components but may involve the complete hydraulic machine in the case of small units.

The nomenclature in this Guide is in accordance with IEC/TR 61364, which provides the “Nomenclature” in six languages to facilitate easy correlation with the terminology of this Guide.

3 Reasons for rehabilitating

3.1 General

Hydroelectric generating facilities are among the most robust, reliable, durable structures and equipment ever produced. The robustness of the equipment permits owners to continue operating these facilities without major rehabilitation for relatively long periods. The reliable life for a turbine prior to a major rehabilitation being necessary is typically between 30 and 50 years depending on type of unit, design, quality of manufacturing, severity of service, and other similar considerations. However, all generating equipment will inevitably suffer reduced performance, reliability and availability with time, which leads owners to the fundamental question of what to do with an aging plant. This crucial question cannot be answered easily since it involves many interrelated issues such as revenue, operating and maintenance cost, equipment performance, reliability, availability, safety and mission of generating facilities within the entire system. Ultimately, an owner will have to decide to rehabilitate the plant or eventually to close it. At some point in time, delaying a major rehabilitation ceases to be an option. This may come about as the result of a major component failure or as the result of an economic evaluation. Cessation of commercial operation does not necessarily relieve an owner of the responsibility for the maintenance of the civil structures, regulation of the flows and any other issues which have an impact on an owner’s liability for the plant.

The governing reason for rehabilitation is usually to maximize return on investment and normally includes one or more of the following:

- reliability and availability increase;
- life extension and performance restoration;
- performance improvement:
 - efficiency;
 - power;
 - reduction of cavitation erosion;
 - enlargement of operating range;
- plant safety improvement;
- environmental, social or regulatory issues;
- maintenance and operating cost reduction;
- other considerations:
 - modified governmental regulations;
 - political criteria;
 - company image criteria;
 - modified hydrology conditions;
 - modified market conditions.

The opportune time for starting a rehabilitation is prior to the plant being beset with frequent and severe problems such as for example: generator winding failures, major runner cracking, cavitation or particle erosion damage, bearing failures and/or equipment alignment problems due to foundation or substructure movement or distortion. When a generating plant has reached such a stage, it is obvious that a technical and an economic assessment of the equipment should have been conducted years before. If the time frame of rehabilitation studies is too close to the end of the useful life of the plant and its equipment, the owner may lose the option of evaluating a range of alternatives. Catastrophic failures with potential major damage and loss of life are, at some stage of the plant life, real risks. If significant improvements can be made in the revenue generating capabilities of the plant by replacement of deteriorated equipment with state-of-the-art equipment or components, there may be justification for performing rehabilitation earlier than the date at which it would be required for purely reliability or life extension reasons.

Typically, the renewed life of a turbine following rehabilitation would be more than 25 years with normal maintenance. The residual life of the generating plant is dependent on the collective residual lives of each individual component group and therefore can be determined only by assessing all of the component groups including the civil structures.

Rehabilitation should result in a unit which is very close to its “as-new” condition.

Table 1 – Expected life of a hydropower plant and its subsystems before major work

Plant subsystems	Expected lifetime (years)	Considerations
Civil works		
Dams, canals, tunnels, caverns, reservoirs, surge chambers	60 to 80	Duration of water rights, quality of work, state of deterioration, safety, loss of water.
Powerhouse structures, water control structures, spillways, sand traps, penstocks, steel linings, roads, bridges	40 to 50	General condition, imposed stresses, quality of material, state-of-the-art, safety, quality of steel, corrosion, maintenance.
Mechanical installations		
Hydraulic machines		
Kaplan and Bulb turbines	25 to 50	Safety of operation, loss of water, cavitation damage, erosion, corrosion, cracks, deterioration of efficiency, performance improvement.
Francis, Pelton and Fixed-blade Propeller turbines	30 to 50	
Pump turbines (all types)	25 to 35	
Storage pumps (all types)	25 to 35	
Heavy mechanical equipment and auxiliaries		
Flat gates, radial gates, butterfly valves, spherical valves, cranes, auxiliary mechanical equipment	25 to 40	Quality of material, operating condition, safety considerations, quality of equipment, imposed stresses, performance improvement.
Electrical installations		
Generators, transformers	25 to 40	Winding and iron core condition, cleanliness, safety of operation, state-of-the-art, general condition, quality of equipment, maintenance.
High voltage switchgear, auxiliary electrical equipment, control equipment	20 to 25	
Batteries, DC equipment	10 to 20	
Energy transmission lines		
Steel towers	30 to 50	Right of way, corrosion, safety of operation, climatic conditions, quality of material, state-of-the-art, capacity vs. service conditions.
Concrete towers	30 to 40	
Wooden poles	20 to 25	
Lines and cables	25 to 40	

3.2 Reliability and availability increase

A thorough rehabilitation can significantly increase reliability and availability of the units. Following a thorough and well executed rehabilitation, an availability of approximately 98 % can be expected. This normally results in less lost revenue associated with having the units out of service for planned outages and fewer unplanned outages. By their nature, forced

outages for unplanned repairs usually cost significantly more than would a similar planned repair, particularly when the consequential impacts are evaluated.

3.3 Life extension and performance restoration

The useful life of the turbine can be greatly extended by the rehabilitation or replacement of turbine components. The operating characteristics and the mechanical integrity of the machine can be restored to nearly “as-new” condition, guaranteeing safe and reliable operation for a long period.

Performance restoration is generally achieved by restoring the water passage and runner seals to the new condition although, for the water passage outside the distributor and the runner, this is not always economically justified, hence the term “nearly new” is often used.

The anticipated life extension of a rehabilitated turbine will depend greatly on the type of machine involved and on its operating conditions before and after rehabilitation. However, if major work is done, the owner would normally achieve life extension of 25 years and more.

3.4 Performance improvement

Advancement in turbine design tools, model testing, materials, manufacturing techniques, and inspection techniques have given rise to opportunities to substantially improve capacity, efficiency, and cavitation erosion performance. If there is no cavitation erosion problem with the existing equipment, the replacement equipment of modern design should also be erosion problem free, even with a significant increase in discharge. If there is a cavitation erosion problem with the existing equipment, the replacement equipment should reduce or solve the problem. The extent to which the performance parameters can be improved is, of course, site-dependent, but in most cases it is found to be economically justified to replace the runner and sometimes the guide vanes especially if the unit is being disassembled and re-assembled in any case, for life extension repairs or for reliability reasons.

In a few cases, energy production can also be increased by increasing the specific hydraulic energy (head) at the site if, of course, the modifications to the water retention structures and conduits or canals are cost effective. This usually requires that administrative authorization be obtained for modification of the water management parameters.

In some cases, a change of the speed of rotation of the unit may be justified.

3.5 Plant safety improvement

Without a pro-active maintenance and rehabilitation program, there will be a continual increase in the risk of a major failure that may involve both major economic and potential civil liabilities due to loss of life or contingent property damage.

An issue that should not be ignored is the ever-increasing risk of a major failure of one component that cascades to several other components. An example of such a scenario is a broken runner blade or guide vane failure due to serious erosion and/or cracking at the stems. A failed guide vane can interfere with the runner blades, which could result and has been known to result in a cascade failure of the adjacent components such as runner, discharge ring, bottom ring, headcover and stay ring. This may seem far-fetched but there are documented cases of such cascade type failures. Obviously, this type of failure is an extreme example, but it should serve as a reminder that turbines have a finite life, which can be extended by executing thorough and rigorous maintenance and ultimately, a rehabilitation program.

3.6 Environmental, social and regulatory issues

When a hydroelectric generating station is rehabilitated, environmental improvements may be addressed in some of the following areas without incurring any additional unit outage time:

- reduction of contaminants in water;
- minimum flow requirements;
- allowable rate of change of flows (ramping rates);
- fish and wildlife flows;
- reduction of hazardous materials in powerhouse;
- improvement of dissolved gas (oxygen) content of water;
- improvement of fish friendliness;
- provisions for recreational flows;
- provisions for domestic water/irrigation flows;
- reduction of fossil fuel emissions (any increase in hydro power production reduces the emissions produced by fossil fuel based energy production).

3.7 Maintenance and operating cost reduction

Rehabilitation of the unit can significantly reduce maintenance costs in the form of lower labour and material costs and often more importantly, can reduce lost revenues from lost energy production opportunities. Rehabilitation can also provide, an opportunity to address limitations of the existing turbine design, or changes that have occurred since construction that cause ongoing maintenance problems such as vibration, cavitation erosion, or pressure pulsations. The rehabilitation of the turbines can also present an opportunity to automate the plant and reduce future operating costs.

3.8 Other considerations

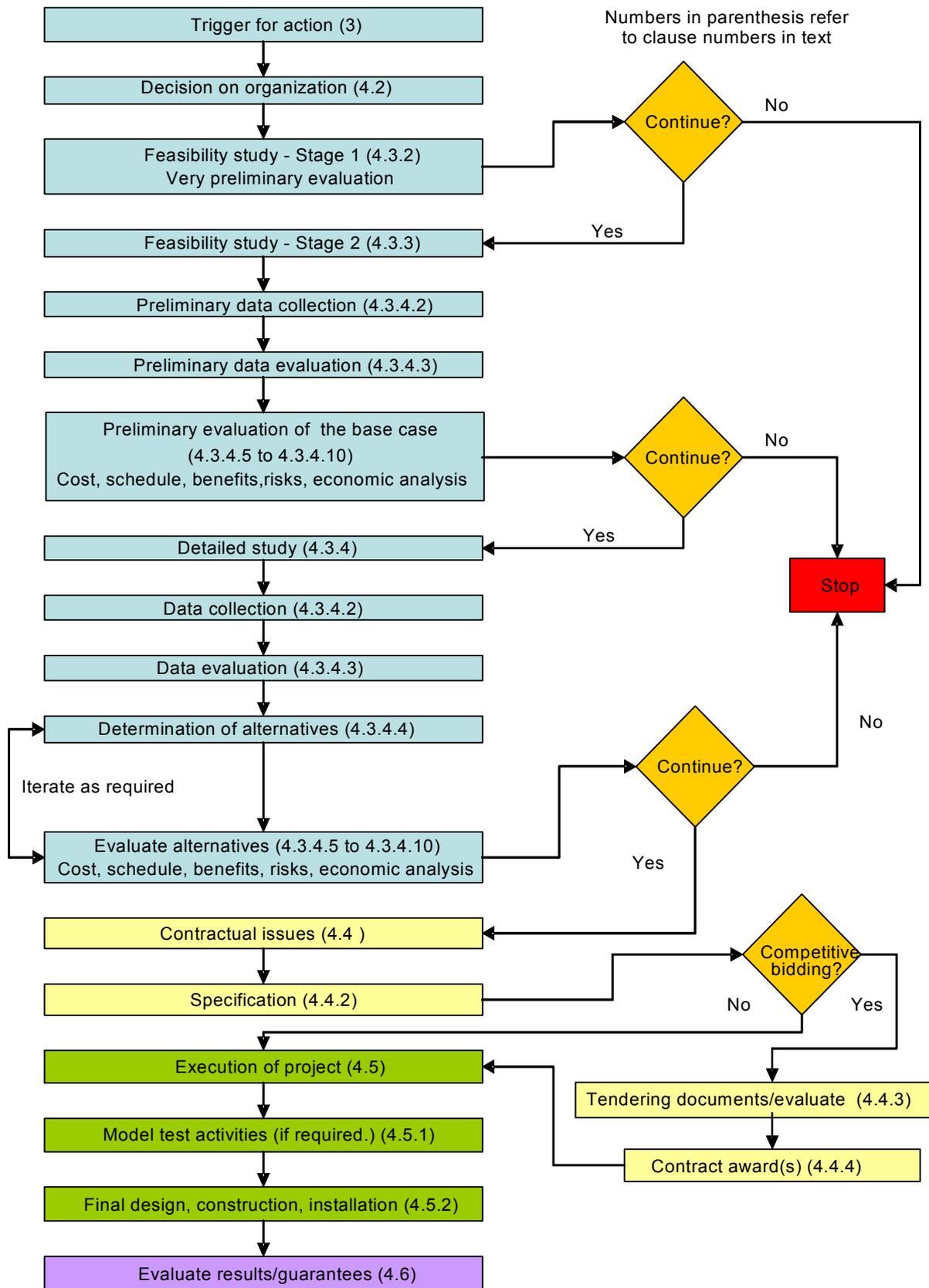
There may be one or more other criteria such as those listed below which could have an impact on the decision to rehabilitate or its timing:

- governmental regulations and their development and modification over time can support or impose certain rehabilitation activities;
- political criteria are an external consideration which may have no direct relationship to the physical aspects of the electrical energy generating facility, but which can play an important part in rehabilitation decisions. Notable among those to be considered is water management;
- company image criteria may predominate in considering a rehabilitation project (maintenance or improvement of its image) and take precedence over other criteria;
- hydrology conditions may have changed over time;
- market conditions may have changed over time.

4 Phases of a rehabilitation project

4.1 General

Rehabilitation of a unit or a power station is a complex and iterative process which calls for the input of a large number of disciplines, extends over a relatively long period of time and takes place in several phases. These phases are shown in the form of a flow diagram in Figure 1 and are discussed in more detail in the following subclauses.



LICENSED TO MECON Limited - RANCHI/BANGALORE
 FOR INTERNAL USE AT THIS LOCATION ONLY, SUPPLIED BY BOOK SUPPLY BUREAU.

Figure 1 – Flow diagram depicting the logic of the rehabilitation process

4.2 Decision on organization

4.2.1 General

When it has been determined that the possibility of rehabilitation should be studied, the owner makes a decision on the strategy of execution of the project and puts in place the project team that will be responsible for executing the project, from feasibility study through commissioning. The owner needs first to determine the in-house composition of the team. The depth to which the owner can or chooses to staff the in-house part of the team will have an impact on the composition of the external part of the team. Obviously, establishing a qualified and cohesive project team is essential to successful assessment, planning and execution. During the assessment and scope determination phases there is a multitude of options to be identified and evaluated in order to determine the most profitable strategy for the owner. During the planning and execution phases, a solid team effort will minimize “surprises” and thereby minimize the outage time, costs, and associated revenue loss.

4.2.2 Expertise required

When forming the team, the owner should consider that the rehabilitation process is an iterative process in all stages. In the feasibility stages, and in the final detailed planning stage, expertise from many different disciplines shall jointly focus on the best economic or other solution(s). The areas of expertise required include:

- Operation and income generation:
 - what are present and past operating problems?
 - how are units operated today?
 - how is owner paid today?
 - how will units be operated in the future?
 - how will owner be paid in the future?
- Hydraulic engineering:
 - what are current conditions and limitations?
 - what possible improvements could be made?
- Equipment assessment (condition, and power limits):
 - turbine and generator;
 - all other related mechanical and electrical equipment as well as civil issues;
- Cost estimating (all aspects);
- Scheduling;
- Licensing;
- Economic and financial analysis;
- Detailed engineering design;
- Model and field testing;
- Construction of new parts;
- Rehabilitation of existing parts;
- Transportation;
- Field installation;
- Commissioning.

4.2.3 Contract arrangement

There are two basic strategies with regard to contract arrangements for all or a part only of the project: competitive bidding or negotiated agreement with a pre-selected supplier. It is also possible to use a combination of these strategies:

- Some prefer the traditional approach of competitive bidding, evaluating bids and awarding contracts.
- Some prefer the negotiated agreement or partnership approach with a pre-selected supplier to form at least the equipment supply and repair external component of the team. Such an agreement can cover only the “equipment” phases of the process such as dismantling, design, manufacturing, transportation and installation (typical of large projects) or it can include all phases from feasibility study through commissioning (more typical of small hydro projects). These agreements can cover just a single component of hardware such as the turbine alone or one agreement can cover many types of related hardware including, for example, turbine inlet valve, turbine, governor, generator, excitation system and controls.

An independent consultant can be employed in either of the above approaches to whatever degree the owner’s situation requires. The degree of involvement is usually determined by a combination of the capabilities and availability of in-house staff, the nature and overall scope of the rehabilitation work involving both structures and equipment and the level of comfort and confidence the owner has in working directly with a supplier or with several suppliers.

Regardless of the composition of the team, the scope and goals shall be very clear. There is a strong need to be precise in either approach. Clarity in any agreement or contract is essential.

The choice of contract arrangement will influence the exact steps required. However, the basic steps are very similar regardless of contract arrangement. Therefore, the following subclauses cover the basic steps without distinction of the contract arrangement used. The owner shall determine how the selected contract arrangement will impact the achievement of equipment performance improvements, costs, schedule, environmental, social and regulatory issues, safety improvements, and future revenue generation.

4.3 Level of assessment and determination of scope

4.3.1 General

4.3.2 to 4.3.4 describe three levels of assessment and scope development: feasibility study – stage 1, feasibility study – stage 2, and detailed study. The main differences between these three levels are the degree of detail and the accuracy of results.

A thorough assessment of a plant will involve looking at alternatives for the turbine such as the following, some of which could have several sub-alternatives:

- do nothing major and continue to operate the plant until “failure of the units”;
- repair components which have known physical weaknesses, then operate with normal maintenance;
- restore the original water passage profiles to like-new condition (runner, guide vanes, stay vanes, draft tube) without dismantling the unit and continue to operate if the physical integrity is acceptable or re-established;

- replace the runner and possibly replace or modify guide vanes, runner seal rings, stationary seal rings, and stay vanes to benefit from the evolution in hydraulic profile design, with or without modifications to the stay ring and/or draft tube.

If the latter option is considered, the evaluation of the entire power train (turbine, generator, ancillaries, etc.) is necessary including compensation for wear and restoration of mechanical integrity.

It should be noted that grit blast or other cleaning of existing painted surfaces may involve the removal of lead-based coatings. This removal can be very costly when it is done respecting environmental regulations. This cost shall be factored into the overall project cost.

The determination of scope is an iterative process requiring the skills and expertise of the entire team. As the project moves forward, the process goes into more detail.

4.3.2 Feasibility study – Stage 1

This initial stage of feasibility is often accomplished by the owner's in-house staff. The staff should determine if there is enough indication that age, condition, performance, industry practice, etc. warrant a more detailed study. See Clause 3 for a list of indicators of a need for rehabilitation and performance improvement. If the results of this study indicate that there is the possibility of a need to rehabilitate, a more detailed feasibility study should be performed. If desired, a very preliminary economic analysis could be done at this stage.

4.3.3 Feasibility study – Stage 2

This feasibility study would go into more detail and look at a few alternatives. A possible "baseline" may be restoring to as-new condition. A possible first alternative may be assumed to consist of a new runner with other components being rehabilitated. It shall be noted that this particular alternative may not be the best solution. Therefore, if the results of this alternative do not look favourable, it may be necessary to look at few more alternatives. In order to determine if this project has the potential of achieving favourable economic returns, a rough estimate of performance, scope, cost, and schedule shall be made at this stage. If the initial result looks favourable, the project can move to the detailed study stage.

4.3.4 Detailed study

4.3.4.1 General

In this study, there shall be enough detail and sufficient accuracy to permit the decision to move on to the execution phase or to stop work.

During this study, all of the stakeholders should have input to the development of the scope as well as on the methods to be used to evaluate the various alternatives. Working with and getting the support of all of the stakeholders will greatly minimize any questions and related delays associated with scope, analysis methods, and management approval.

It is important to note that, while this guide focuses only on the turbine, the scope, costs, benefits, schedule, etc. shall include all equipment, including generator, transformer, etc. and structures related to energy production and flow control in order for the economic analysis to be meaningful.

4.3.4.2 Data collection

The establishment of when a rehabilitation evaluation should be conducted requires that information regarding availability, operating and maintenance costs and energy production be assembled, evaluated and trended on a continual basis for each unit of the plant or at least for the whole plant. Although this guide concentrates on a single plant and particularly on the turbines within the plant, one must be aware that an overall parallel evaluation is also required on all structures and equipment and all plants in a system to allow development of a system strategy and prioritization. The system strategy is aimed at minimizing production losses and maximizing profitability.

Ten (10) or more years would provide a workable database, but if this is not reasonably obtainable, fewer years may be used with due regard for the possible impact of the reduced data set on the accuracy of the result. A minimum period of twenty-five (25) years is desirable for flow, head and energy production data. Flow data shall account for spillage.

Collection of information regarding the following elements is recommended:

- energy production (GWh) and value of energy;
- ancillary service production and value;
- operation and maintenance costs;
- turbine reliability and availability status (outage data – forced and planned);
- hydraulic data in whatever form it exists in (hourly, weekly or monthly discharge, net head, head water level, and tail water level) for the longest available period of record;
- equipment assessment (mechanical integrity) and drawings for all major turbine components and related equipment and structures;
- performance assessment (original model test and/or original prototype performance test and recent prototype performance test or at least a recent power-gate test);
- data from original commissioning;
- operating and maintenance manual;
- history of modifications to original equipment;
- regulatory requirements, current and anticipated.

4.3.4.3 Data evaluation

4.3.4.3.1 General

Data evaluation is to establish:

- trend in total discharge (production and spillage) versus time;
- trend of energy production versus years;
- trend of annual operation and maintenance costs versus time;
- trend of revenue versus time;
- plant load factor versus time;
- determination of turbine mechanical integrity;

- determination of potential performance enhancements with current or revised hydraulic conditions.

4.3.4.3.2 Unit reliability, availability and restricted operation

A significant increase of the outage rate of a unit is a sign that it is time to think about the rehabilitation of the unit. But, before starting any rehabilitation study, it is important to get a complete history of the outages of the unit, their nature, their frequency and their duration for at least the last ten years in order to be able to identify trends.

When evaluating outages related to failure of the equipment, a distinction should be made between a forced outage and a planned maintenance outage because they do not have the same consequences and costs. Often, forced outages are “failure to start”. Either type of outage can generate, in addition to direct maintenance costs, significant revenue losses due to a loss of production opportunity and to the cost of the energy replacement.

Restrictions on operation in certain power ranges can significantly reduce the operational flexibility of the plant and revenue generation. Elimination or reduction of these restrictions should be one of the performance improvement goals.

All of these factors shall be taken into account in the evaluation of the rehabilitation project.

4.3.4.3.3 Unit operation and maintenance cost

It is important to obtain all information regarding the turbine operation and maintenance records for the repairs which have been executed and the hours (or costs corrected for inflation) which have been incurred on the units over the last ten years or more. This information will be instrumental in assessing the degradation of the turbine, in highlighting troublesome components and in establishing the potential cost reductions resulting from a turbine rehabilitation project.

Potential maintenance cost reductions are usually secondary to other benefits, but they should be considered in the detailed economic analysis of alternatives.

It is also important to analyze the causes of the problems. For example, are they isolated failures or repeated failures of the same parts, problems related to a structural weakness such as runner cracking, to hydraulic design such as cavitation erosion, vibration, or hydraulic instability, or problems related to missing or faulty instrumentation.

4.3.4.4 Determination of alternatives

A sufficient number of alternatives shall be studied to reasonably assure that the best alternative has been identified. The number of different combinations of turbine design characteristics, extent of life extension work, length of outage, etc. can become very large. A logical screening method shall be established to limit the number of options to be studied and the amount of study time involved. The screening method is very site and owner dependent and therefore, cannot be defined in this Guide. The determination of the best alternative is an iterative process requiring the skills and expertise of the entire team. A new runner design can usually result in a significant increase in performance. However, if the new runner design increases the output to the point of requiring many of the mechanical and electrical power train components to be rehabilitated or replaced, it may not be the best solution; a smaller increase in power with concentration on improved efficiency may prove to be the better investment.

Each alternative shall be clearly identified as a separate consideration with its own associated benefits, costs, and economic analysis.

The following are examples of incremental modifications to water passage components that could lead to different alternatives:

- replace runner including new fixed and rotating wearing rings, if applicable;
- restore water passage surfaces;
- modify shape of stay vanes;
- modify or replace guide vanes;
- increase guide vane opening;
- modify draft tube shape;
- turbine inlet valve modification or replacement;
- modify headcover to accommodate more efficient seals.

If the output from the turbine is increased, it will be necessary to analyze all of the components (mechanical and electrical) in the power train. These include, but are not limited to:

- channels, power tunnels and penstocks;
- shafts;
- guide vane servomotor stroke and operating pressure;
- Kaplan runner servomotor stroke and pressure;
- thrust bearing;
- governors;
- generators;
- bus and cables;
- transformers;
- excitation systems;
- transmission lines;
- switchgear.

The electrical equipment is not covered in this guide.

For evaluation purposes, the activities should be separated into those contributing to performance improvement, those required to reinstate an acceptable degree of reliability and those required for other reasons such as environmental, social, or regulatory.

For powerhouses with a large number of units and a low utilization factor, one should evaluate the benefits of not rehabilitating all of the units to the same level. A few units could be upgraded and operated on a continual basis while the balance of units, having lower performance, are used for infrequent high load demand periods or during short duration high discharge periods.

It is usually possible to identify, without turbine dismantling, the necessary major activities of a turbine rehabilitation. However, there are some types of problem, such as a crack in the water passage surface of the headcover that cannot be detected until the unit is dismantled. This type of problem can cause a significant extension of the outage. Appropriate contingencies shall be a part of any rehabilitation plan.

4.3.4.5 Determination of scope for alternatives

For each alternative, a detailed listing of planned modifications or replacements of equipment components shall be developed. It is important to identify which items can be obtained prior to the outage and which items shall be modified during the outage. In addition to the obvious impact on cost, this list may also significantly impact the schedule and transportation requirements.

While this guide focuses only on the details for the turbine, the hardware modifications and procurement decisions shall include all equipment, including governor, generator, transformer, etc. to permit a meaningful economic analysis. Any required modifications to civil structures shall also be included.

4.3.4.6 Determination of cost for alternatives

The cost determination should consider all of the following elements:

- all costs related to the supply of new or replacement components;
- all engineering and project related costs by the owner, suppliers, and consultants;
- costs related to the modification of existing components;
- one time costs such as model tests, field tests, patterns, etc.;
- costs of fieldwork: disassembly, re-assembly, machining, crane rehabilitation, etc.;
- lost opportunity costs during the outage (energy, capacity and other ancillary services);
- operation and maintenance cost changes;
- contingency for undetected problems in the planning phases;
- financing or interest charges;
- escalation;
- environmental/social/regulatory costs;
- influence of schedule on escalation and cash flow.

4.3.4.7 Determination of schedule for alternatives

It is very important to consider the schedule associated with each alternative. The time of year of the outage and length of outage can have a major impact on the cost of lost energy production during the outage. One outage per year on a given unit, will allow that the outage occur at the lowest energy production and value time of the year, but each outage will then incur a mobilization and de-mobilization cost. For a multiple unit plant with a low capacity factor, back-to-back outages will eliminate repeating mobilization and de-mobilization cost, result in less change of people in the work crew, and allow the owner to experience the benefits sooner. However, in many cases, back-to-back outages are not financially justified because they would extend into the high revenue periods or reduce the opportunities of satisfying peak demands. Changes in schedule will impact escalation and cash flow.

4.3.4.8 Determination of benefits for alternatives

The benefits for each alternative are determined by:

- obtaining the expected performance gains in efficiency and power from the hydrology and hydraulic engineering team members;
- determining the improvement in revenue by doing a computer simulation of plant operation with these performance gains, the anticipated operation scheme and the anticipated value of energy for the number of years in the financial analysis;
- evaluating the reduced operation and maintenance costs;
- evaluating the ancillary benefits.

4.3.4.9 Risk management for alternatives

Risks associated with the various alternatives being studied shall be considered and, where possible, evaluated. Areas of risk include the following:

- non-achievement of performance (power, efficiency, hydraulic instability and cavitation pitting);
- damage to or failure of a component that was not rehabilitated and establishment of related energy losses;
- damage to a component that was not intended to be rehabilitated, discovered after dismantling;
- escalation rates (sensitivity analysis is recommended);
- financing or interest rates (sensitivity analysis is recommended);
- currency exchange risk (if applicable);
- extended outage period and related energy losses;
- risks related to safety, environment, etc.;
- market changes;
- bonding (required extent and timing of coverage).

Note that the scope of the rehabilitation alternative will have an impact on the level of risk attributable to it.

4.3.4.10 Economic analysis for alternatives

An economic analysis is first performed for each alternative to ascertain the optimal solution. After an optimal solution has been selected, a financial analysis is performed to confirm the financing requirements and the overall viability of the project.

4.4 Contractual issues

4.4.1 General

The following subclauses can apply to either the bidding or the partnering approach of contract arrangement. The exact content of the documents could be different in the two approaches, but the goal is the same: precision and clarity.

4.4.2 Specification requirements

The scope of supply for each activity or component, the goals and the assignment of responsibility and project schedule shall be very clear and precise, as in any contract.

It is difficult when writing the specification for a rehabilitation project, to cover all work in detail and to define the sharing of the responsibilities between the contractors and the owner for unpredictable events and consequent changes in scope. Provisions should be made in the contract for changes in scope and extra work. Labour rates for the various trades should be called for in the tender to cover extra work involving field labour. For identifiable potential additional supply items, prices should be called for in the tender.

The schedule for all activities shall be very clearly defined. These activities could include assessment, determination of scope, preparation of specification, consulting services, supply of equipment, rehabilitation of equipment, disassembly, re-assembly, project management, etc.

The expected performance improvements should be clearly stated regarding power, efficiency, cavitation erosion and operating stability. Improvement of the turbine operating characteristics may be determined by a pre-outage “signature” test followed by a post-outage test; both performed on the same unit, using the same method and preferably using the same test instruments and test crew.

In the preparation of the specification, a decision is required on the method for performance guarantee validation: model testing (fully or semi-homologous) or relative or absolute prototype efficiency testing (in the plant), or both.

The manner in which the specifications are prepared and which team members are involved will depend on the selected strategy for the execution of the rehabilitation project.

4.4.3 Tendering documents and evaluation of tenders

The exact use of tendering documents will depend upon the contractual arrangement used. Tendering documents can be used to choose a partner or partners (near the beginning of the process), procure hardware and/or services, or a combination of these. The intent and use of tendering documents for a rehabilitation project is the same as for any other major contract.

Tendering documents shall be prepared in a manner that assures that those responding will submit information on a common basis and be judged on a common basis. To achieve this, the owner should make available to all tenderers, all necessary information pertaining to the design and performance of the existing unit and all available information on its condition. This should be done with due respect for current laws regarding disclosure of proprietary information. The tender documents should provide for a mandatory site visit early in the tender period, with access to the water passages of the unit to be rehabilitated, to fully inform all tenderers.

In the evaluation process, clarifications may be sought and adjustments made to the tendered information. Performance improvement claims shall be very carefully analyzed during tender evaluation to develop confidence in the technical logic which has led the potential supplier to its conclusions, particularly in the case of turbine rehabilitation, where the other water passage components and the unit speed may not be ideal for a new modern runner of usual design.

The evaluation criteria shall be clear. The value of additional energy production (kWh) is most often represented by a value on increased weighted average efficiency and/or on increased power. The tender documents shall either specify in detail the evaluation criteria or specify the options which are to be priced and described in the tender along with their influence on guaranteed performance.

Another key criterion is the cost of the outage that can be represented as a cost per day for a given period of the year. The management of the outage period involves a balance between the costs of new parts to remove their rehabilitation from the critical path against the reduction of the outage period. The owner can offer a bonus for early completion and exact a penalty for late completion.

Strategies of performance evaluation should ensure that the tenderer is lead to quote a realistic level of guarantees. all of these strategies involve evaluation of performance guarantees at the time of tender evaluations then later with the chosen Contractor, some involving bonuses and penalties at the conclusion of model or field testing.

4.4.4 Contract Award(s)

The contract documents shall be consistent with all other documents used prior to contract award. These other documents include tender documents, all addenda to the tender documents, the selected supplier(s)'s tender, minutes of clarification and/or negotiation meetings and any other documents which may be pertinent to the execution of the contract. The contract documents shall identify all options and scope alternatives that are to be retained in the execution of the project.

4.5 Execution of project

4.5.1 Model test activities

The owner should monitor and review the following activities in progress or at conclusion to the extent required by its in-house policies:

- design, drawings and bills of materials;
- manufacturing with respect to homology tolerances and conformance to drawings and bills of materials;
- installation regarding conformance to drawings, tolerances and procedures;

- turbine model testing in manufacturer's laboratory or in an independent laboratory, if specified, including instrument calibrations.

If the competitive bidding arrangement is chosen and if competitive model testing in manufacturers' laboratories and in an independent laboratory is chosen, then at least two turbine suppliers shall be selected for this testing. In the case of a competitive model test, manufacturers should be encouraged by specification to be inventive on the subject of how best to satisfy owner's interests regarding performance of the rehabilitated machine.

It is important to realize that fully homologous model tests will give a very reliable indication of the increased revenue that can be generated from the upgraded units provided that the surface condition of the entire water passage is properly taken into account. Therefore, it may be beneficial for project planning purposes, to perform the model tests by separate contract early in the detailed study stage.

If a project is relatively small, a model test may not be economically justifiable. In such cases, a hydraulic design can be finalized by the use of Computational Fluid Dynamics (CFD) tools without the execution of a model test.

4.5.2 Design, construction, installation and testing

The owner will monitor and review the following activities in progress or at conclusion to the extent required by its in-house policies:

- component design, drawings and bills of materials;
- materials selection as compared to specified materials;
- quality assurance, and quality control (inspection) requirements;
- shop tests and inspections;
- dimensional control and homology verification (especially for the runner) in accordance with IEC 60193 and the contract specifications;
- site disassembly, reconditioning or modifications of components, re-assembly, and alignment;
- commissioning of the unit;
- prototype performance test (absolute efficiency), power-gate test or index (relative efficiency) test;
- load rejection test;
- runner testing to identify natural frequencies and vibration mode shapes;
- turbine component strain gauge tests;
- servomotor differential pressure test;
- mechanical heat run - measuring the bearing and oil temperatures;
- measurement of draft tube and spiral case pressure fluctuations, shaft system dynamic runouts and headcover deflections, the latter being usually limited to cases involving a new design and large machines.

4.6 Evaluation of results and compliance with guarantees

4.6.1 General

Guarantees can be established for:

- improvements in power and/or efficiency based on model tests and/or prototype (relative or absolute) tests;
- schedule performance;

- Cavitation pitting limit;
- Runaway speed withstand.

4.6.2 Turbine performance evaluation

Turbine performance evaluation is done normally by model tests in accordance with IEC 60193 and/or by prototype tests (absolute or relative) in accordance with IEC 60041 whichever is called for in the contract documents. IEC 60041 covers the arrangement for tests at the site to determine the extent to which the main contract guarantees are satisfied. This is the method best suited to the case where a model test is not performed in full homology or when the prototype components are not in full geometric similarity with the model. The cost of the measurement and the level of inaccuracy of measurement present the major drawbacks of this method to verify compliance of performance with guarantees, however doing the before and after tests on the same unit using the same equipment and test team reduce the contractual significance of systematic inaccuracies.

Every effort should be made to establish the roughness of the existing prototype water passage surfaces before the bidding stage and therefore, before the guarantees are established. This is particularly important for the runner and the distributor (the stay ring, the guide vanes and the water passage surfaces of the headcover, bottom ring and discharge ring) whose friction losses are significant in the establishment of the overall turbine efficiency. Having this information in the tender document allows the tenderer to evaluate the potential benefits of various options regarding the improvement of water passage surfaces.

Following the specified guaranteed period of operation, an inspection for cavitation erosion should be performed. This inspection consists of recording and mapping any cavitation erosion damage on the runner and adjacent components. The damage is then compared against the guaranteed limits of the contract documents. For evaluation methods, see IEC 60609.

4.6.3 Generator performance evaluation

If the contract is based on turbine efficiency as opposed to unit efficiency, generator performance tests should be carried out in accordance with applicable standards.

4.6.4 Penalties and/or bonuses assessment

At any point in the above processes, the owner may assess penalties and/or bonuses in accordance with the contract. Penalties and/or bonuses can be based on model and/or prototype performance, prototype cavitation pitting, conformance to the schedule, costs, safety, or any other aspect of quantifiable interest to the owner.

5 Scheduling, cost analysis and risk analysis

5.1 Scheduling

5.1.1 General

Consideration should be given to scheduling all phases of a rehabilitation project including assessment of the equipment, feasibility study, determining the scope of work, preparation of specifications, and execution of the project. Project organization will impact scheduling of the various project activities, but regardless of how the project is organized, all of the project activities need to be scheduled in a logical sequence.

Scheduling is a project management tool used to coordinate activities and ensure timely and cost-effective completion of the work processes. To determine the Scope of Work, a realistic work plan and schedule should be established and used to guide the work process. A realistic work plan and schedule will ensure that all of the activities required to determine the scope of work are completed in a timely manner, and that only activities required to determine the scope of work are performed.

The time that will be required to complete the activities and the associated costs are almost always significant factors in determining the feasibility of a project. Costs are closely related to the duration of the work. Costs may increase if the work shall be completed in an unusually brief time period and may also increase if the work is drawn out over an unnecessarily long period.

Whatever scheduling tool is used to organize the planning process, it should be sufficiently detailed to identify who does what and when. The more compressed the schedule, the more important detailed planning and scheduling becomes. The planning process should include a logical step-by-step identification of the work required to thoroughly perform the assessment activities. Whatever method of scheduling is employed, certain requirements are common to all methods:

- Definition – Identify work requirements and break them down into specific activities or tasks.
- Sequencing – Establish a logical order in which the work activities shall be done.
- Dependency – Identify inter dependency of activities or tasks. Does one activity need to be completed before another activity can start?
- Duration – Establish a reasonable duration for each activity. Identify the amount of effort (work) and length of time (duration) required to complete each activity.

A detailed work plan for all of the project phases needs to be developed and specific tasks identified. Once the work plan has been established (who does what and when) the sequencing or scheduling can be done.

5.1.2 Scheduling – Assessment, feasibility and detailed study phases

Collecting and evaluating historic river flow and plant operating data and conducting detailed equipment assessment can be very time consuming, but this information can profoundly effect the technical and economic aspects of the project. The organisational strategy of the project team has a significant impact on the schedule. Will a contractor or consultant be involved in this portion of the project? Is sufficient in-house staff available to work on multiple activities or will additional resources be needed? How long will it take for responses from government agencies or other sources of information or permits? Can equipment assessment activities be conducted during regularly scheduled maintenance outages at off-peak times?

5.1.3 Evaluating the scheduling component of alternatives

When considering the “baseline” scope of work and that for each alternative, the impact on the overall project schedule should be considered as well as the impact on the costs and benefits. Estimates of the time requirements of each alternative, if not within the capabilities of the owner, may be obtained from equipment manufacturers or from experienced consulting engineers. Alternative scheduling options should be evaluated to determine the most cost-effective option.

The cost of the construction phase of the project is a significant portion of the overall project costs and there is often opportunity to minimize some of the construction costs by properly scheduling the work. The advantages and benefits of the different schedule alternatives need to be weighed against the disadvantages and costs. Some of the aspects to consider are:

- Is there benefit to scheduling construction outages only during non-peak energy seasons (for minimum loss of revenue)? The time of the year and length of unit outage may have a big impact on cost of the outage. The foregone opportunity costs, (both for energy and capacity), should be evaluated when determining the construction schedule.
- Some of the disadvantages of split or discontinuous schedules can include project and contractor demobilization and remobilization costs, loss of team members and skilled craftsmen and having to repeat the learning curve with new crews.
- Can the contractor pre-assemble replacement components before the units are taken out of service, or between split outages to reduce the outage time?
- Scheduling rehabilitation of the units concurrently, overlapping unit outages, or even scheduling multiple unit outages can minimize the duration of the construction phase of the project. Are the resources available to support the schedule?
- Lay down space within the powerhouse, storage space outside the powerhouse, and floor-loading limits need to be evaluated. This is especially important if there is more than one unit apart at the same time or if extensive generator work is also planned at the same time or if increased capacity involves heavier components than the original components. Most powerhouses have different load carrying capacities in different areas to satisfy the original construction plan.
- For parts intended to be rehabilitated and reused, it shall be determined if this intent will affect the critical path of the project. Consideration may be given to making one new part for the first unit, and then rehabilitating the part removed from the first unit for the second unit, and so forth for additional units. This approach is applicable only to rehabilitation of multiple identical units.
- How will “surprises” which inevitably occur on rehabilitation projects, affect the schedule? Is the schedule flexible enough to accommodate unanticipated changes to planned activities or additional activities to “recover” lost time?
- Other constraints (such as fish migration periods for example) may influence the periods in which the units are available for rehabilitation.
- Schedule duration impacts cash flow, escalation and the cost of money.
- Transportation durations.
- Seasonal access constraints.

5.1.4 Scheduling specification and tendering phase

Sufficient time should be allowed for development and review of the tendering documents to assure completeness and accuracy. The tendering phase schedule will depend on the strategy for picking a contractor and on contractor participation, but in any case should allow sufficient time for:

- review of tenderer’s qualifications;
- site visit by tenderers for inspection of a typical (or “problem”) unit early in the tendering period if practicable (the importance of this activity cannot be over emphasized);
- responses to tenderer’s questions;
- preparation of tenders;
- evaluation of tenders;
- negotiation of terms and internal approvals;

- award of contract(s) or notice(s) to proceed.

5.1.5 Scheduling project execution phases

The schedule for the execution phase of the project can have a significant impact on the overall profitability of the project. Delays in design, construction or installation can lead to project cost overruns. A sufficiently detailed schedule should be prepared by the tenderer then confirmed by the selected contractor to permit the owner to monitor progress. The schedule should be updated regularly and monitored by the project team. If the project begins to fall behind schedule, contingency plans should be implemented to get back on the contract schedule.

All events that can have an impact on the schedule should be evaluated. Some of the items to consider are:

- Outage duration (lost generation opportunities).
- Schedule rehabilitation of support equipment prior to rehabilitation. This includes such items as cranes, lifting devices, un-watering and drainage systems, headgates, turbine inlet valves, stoplogs, etc.
- Impact of hazardous or toxic product abatement such as lead, asbestos or PCB's.
- Impact of inspections following disassembly and refurbishment of equipment and components to be reused. Adequate durations shall be provided in the schedule for refurbishment of critical components or spare components shall be made available at the appropriate time.
- Impact of damaged equipment or components and problems not anticipated prior to disassembly. Does the schedule provide for contingencies?
- Aspects of the planned work shift schedules such as overtime costs, worker fatigue from excessive hours, shift-to-shift transfer of information, quality of supervision on all shifts, etc. need to be considered and planned around.
- Transportation modes available to access the powerhouse (and their limitations), availability of storage facilities on site, limitations of access and egress into the powerhouse and mobilization and staging areas all need to be evaluated.

5.2 Economic and financial analyses

5.2.1 General

Before starting any major rehabilitation or performance improvement program, it shall be recognized that major investment decisions should be evaluated over the life of the project. Most organizations will have their own well defined economic and financial analysis procedures which should be followed before capital can be committed and it is not intended that the following should in any way supersede those proprietary procedures. It is recommended that where there is any doubt, professional help should be obtained from a financial analyst who will ensure that proper procedures are followed. It is, however, up to the members of the project team to identify and quantify all of the factors which affect the cost(s) and benefit(s) of the project and the various alternatives to be considered.

For any rehabilitation or performance improvement project, there could be a number of different options and deciding the best way to proceed may not be straightforward. Some decisions might be easy such as the need to remove grease lubricated bearings to conform to revised environmental requirements. However, other choices are less clear-cut and require analysis of their financial impact before a decision can be made.

The benefit-cost analyses (economic analyses) of the various alternatives identified during the detailed study phase should be undertaken to rank the various alternatives and determine the most favourable course of action for the project. The benefit-cost analyses may be very simple or quite complex depending on the size of the project, number of units involved, number of alternatives studied, etc.

It is often useful for an engineer to complete a simplified economic analysis as a screening tool to identify those alternatives which provide the most favourable economic value and reduce the number of options that will subsequently be examined in more detail. As a base case, rehabilitation or performance improvement plans may be compared against the continued operation of the existing plant with no rehabilitation provided that the existing plant has no evident reliability or safety problems.

Whilst determining whether to proceed, the financial performance of the plant with a minimal intervention option should be compared against that of the plant having undergone the full rehabilitation and performance improvement.

5.2.2 Benefit-cost analysis

Although this guide concentrates upon the framework and details of a rehabilitation or performance improvement of hydraulic turbines, these are only one component of a complete generating station and it would be unusual and indeed unwise to consider the rehabilitation of a turbine on its own without regard for the condition of the remainder of the plant. Consideration of benefits and costs should therefore include the full scope of the project including all equipment and structures essential to reliable energy generation.

Many different economic evaluation methods are used to evaluate the feasibility of capital expenditures. The common economic evaluation tools include:

- Net Present Value (NPV);
- Benefit/Cost ratio (B/C);
- Internal Rate of Return (IRR);
- Pay-back period.

To balance the short term costs of rehabilitation against the long-term benefits, most utilities use some form of present worth or net present value to relate the benefit and cost streams which occur over time. The present value method is straightforward, can be used to compare incremental benefits and costs, and does not require detailed financial criteria.

The present value of all rehabilitation benefits achieved is compared to the present value of all costs attributable to the rehabilitation over a fixed period of time. Comparison may be made by subtracting the present value of the costs from the present value of the benefits or by dividing the present value of the benefits by the present value of the costs to obtain the B/C ratio. Theoretically, a rehabilitation investment is justified if the benefits exceed the costs or if the B/C ratio is greater than 1.0. Typically, organizations require the B/C ratio to be greater than 1.0 to allow for contingencies and a positive return on investment.

It shall be noted, for rehabilitation or performance improvement projects, that some costs will be incurred regardless of whether the project is rehabilitated or not. The benefits and costs of rehabilitation should be compared to the benefits and costs of a base case. Therefore it is essential that the benefits and costs of this base case be properly represented. Various approaches may be used to establish the base case, ranging from decommissioning of the units as they fail, to maintaining the plant in operating condition by repairing or replacing components as they fail. O&M costs would increase and generation would decrease over time. Another approach for consideration could be termed “life extension”, whereby the unit is disassembled and reassembled to inspect and repair the mechanical components to “like new” condition. For this approach, the cost of disassembly and reassembly are included in the costs along with outage and foregone income costs.

Care should be exercised when evaluating between alternatives to use only the incremental benefits and costs directly attributable to the specific alternatives being evaluated. Each utility's costs and benefits are unique to that utility and as a result, the following can only be used as a guide. The utility's own financial arrangements should therefore be used wherever available to determine the benefits and costs associated with any rehabilitation or performance improvement program.

5.2.3 Identification of anticipated benefits

5.2.3.1 General

The time interval used to evaluate the operating benefits is the period in which the organization wants to recover the costs of the rehabilitation or performance improvement program. The evaluation period may be the expected life of the rehabilitated plant, the financing period, or a shorter period should a more rapid recovery of investment costs be desired. The evaluation period should be established by each individual organization depending on its own unique circumstances.

5.2.3.2 Plant generation benefits

These include the following:

- Increased output – Alternatives that increase either or both the capacity or energy output of the plant need to be evaluated and ranked to determine which provide the best economic benefit/cost scenario.
- Increased efficiency – Efficiency gains from rehabilitation or performance improvement shall be considered as even small efficiency gains provide substantial economic benefits over the life of the project particularly if the units shall be rehabilitated for reasons of life extension in any event.
- Income from ancillary services – These include such items as spinning reserve, reactive power control (VAR), black start capability, AGC (Automatic Generation or direct frequency Control).
- Other benefits associated with the proposed (optimal) alternative.

5.2.3.3 Operation and maintenance (O&M) benefits

These include the following:

- Increased availability - Significant benefits can be realized by reducing the forced outage rate and increasing the unit availability thereby improving the plant's reliability.
- Improvements to operation - Operation can be improved by incorporating modern control systems, and replacing or rehabilitating plant auxiliary equipment that has become or will become failure prone. Many manual devices can be replaced by automated data acquisition or supervisory control devices.
- Reduced operating and maintenance expenses - O&M costs of a rehabilitated plant often can be significantly lower than if the plant continued to operate with no rehabilitation.
- Evaluation of personnel requirements after rehabilitation can often provide substantial economic benefit. This is particularly evident where 24 h staffing requirements can be reduced to one shift staffing or remote control, for which positions may even be eliminated.

- Intervals between maintenance may also be increased after rehabilitation, and the extent of maintenance performed should be reduced considerably for many years as a result of rehabilitation.
- Insurance benefits - Quite often, insurance costs can be reduced when installing modern equipment with improved monitoring, control and protection systems.

5.2.3.4 Environmental benefits

Plant rehabilitation or performance improvement programs provide the opportunity to incorporate technological improvements that can provide environmental benefits as well as O&M benefits. An example would be replacing grease lubricated bearings with self-lubricating bearings.

Improved fish passage features may be incorporated into the turbine design if passage of fish is an issue at the particular project. Increased aeration of the discharge is also possible.

5.2.4 Identification of anticipated costs and benefits

5.2.4.1 General

As stated previously, care should be exercised when evaluating alternatives to use only the incremental costs and benefits directly attributable to the specific alternatives being evaluated. This is essential when examining the effect of increasing or decreasing the scope of the various rehabilitation options.

An example could be to examine the effect of increasing or decreasing the scope of the immediate rehabilitation. For instance, the remaining life of different equipment of the power station such as the turbine and generator might be different. It might be considered that the turbine could operate satisfactorily for a further five years before rehabilitation whereas the generator is in urgent need of repair. A reasonable question to ask would be whether the rehabilitation of the turbine should be delayed until repair became more nearly urgent? There are therefore (at least) two options to be considered; firstly to rehabilitate the generator as soon as possible while delaying the rehabilitation of the turbine and secondly to rehabilitate both items of plant at the same time. The main advantage of the former would be that it would minimize the immediate capital expenditure whereas by rehabilitating both components at the same time future unit availability would be maximized. The value of unit availability often predominates if the intervention options are in the near term.

5.2.4.2 Capital costs

The obvious capital costs include the following:

- Cost of equipment – Include all direct costs for equipment, material, construction costs associated with disassembly, installation of new equipment, testing, and disposal of the old equipment.
- Cost of financing – Includes cost of financing the project such as interest, escalation, and other financing related costs.
- Contingency – Allowance for inaccuracies in other direct cost estimates as well as miscellaneous and unexpected costs. The magnitude of the contingency costs depends on the confidence level of the direct cost estimates.

5.2.4.3 Investment related factors

These include depreciation and salvage costs and other tax related costs if applicable.

5.2.4.4 Outage costs

Income is only produced when the power station is generating or available to generate energy or to provide ancillary services. If the design of the power station and timing of the rehabilitation project is such that rehabilitation can be completed without spilling water, then there should be no reduction in the energy generated. However, unless the rehabilitation is being carried out following a plant failure that is preventing generation (forced outage), there will be a loss of generating capacity and/or ancillary services caused by the decision to rehabilitate (planned outage). If an adequate margin of installed capacity is available, then the loss of capacity during rehabilitation might not result in any appreciable loss of income to the utility. There may be seasonal periods where the value of capacity is low, or impact of capacity loss is low. The more interconnected the system being fed, the more likely there will be a “lost opportunity” cost associated with any rehabilitation project, even where spillage of water can be avoided.

Outage costs include:

- forgone revenue during rehabilitation outages (loss of energy income including potential spillage);
- lost market opportunity costs (peaking and ancillary services);
- potential loss of acquired rights (usually associated with re-licensing and not the rehabilitation *per se*);
- other costs associated with the proposed alternative (de-ratings, etc).

5.2.4.5 Project staff costs

Office and staffing costs for planning, engineering, purchasing, environmental studies, factory and site QA and inspection, commissioning, field supervision, and on-site training costs should be considered when evaluating the project costs. While this list is not all inclusive, it identifies some of the project staffing costs associated with the project.

Temporary office facilities are required to house project personnel at the site for the duration of the project. Temporary facilities for project personnel include office space, support staff, rent, office equipment, utilities, temporary computer and communications infrastructure and all other costs necessary to support the project staff. At remote sites, this would also include living accommodation.

5.2.4.6 Schedule duration and effect of delay on the project

The scheduled duration of the project will affect many facets of the economic evaluation. Not only the total project duration and individual outage durations, but for multiple unit plants, the staging of successive unit outages can significantly impact both the benefits and the costs. Delays with respect to an established schedule affect both direct and indirect costs, their extent depending upon the cause. These can be very significant if the unit non-availability costs are high.

5.2.5 Sensitivity analysis

There are always uncertainties in any predictive analysis and it is good practice to determine the sensitivity of the economics of a project to changes in the base assumptions. The sensitivity analyses should include any parameters where a change would significantly affect the project performance. Typical parameters which merit sensitivity analyses would be changes in capital cost, changes in the duration of the rehabilitation project, the expected gain in efficiency and the value of energy and other revenue products.

Other sensitivities may be applicable for the particular project being considered and all identifiable significant risks should be evaluated. It is often useful to plot the results of the sensitivity analyses to more clearly indicate any trends.

5.2.6 Conclusions

The preceding clauses give a brief introduction to a simple method of economic and financial analysis for rehabilitation projects. The procedure explained should be adequate for evaluation of options and should help plant engineers select from the economic and financial standpoints, the best rehabilitation option for their plant.

5.3 Risk analysis

5.3.1 General

Risk analysis is generally conducted in addition to the overall economic evaluation to justify proceeding with a rehabilitation project or to justify not proceeding with a project. Clause 6 discusses evaluation of the scope of the project, which is a prerequisite to being able to evaluate the risks associated with rehabilitating or not rehabilitating the plant. Risk is generally defined as the probability of an event occurring times its quantified consequences. Therefore, actions to decrease either the likelihood of the event occurring, or the cost of its consequences will reduce the (financial) risk. The equipment cost and other costs which may be incurred to reduce risk can be compared against the risk cost reduction when comparing alternatives.

A sensitivity analysis within the risk analysis can be conducted to determine the impact of certain assumption or factors on the alternatives. In addition to the significant influence of economic factors, the evaluation of alternatives involves estimating the probability of failure or when failure might occur.

Types of risks for analysis can be divided into the following categories, which will be described separately:

- non-achievement of performance risk;
- damage due to failure risk;
- extension of outage risk;
- financial risk;
- other risk.

Once the risk factors have been identified and assessed, contingency plans should be made to manage the risks:

- Can the project plan be changed to avoid, diminish or eliminate the risk?
- Can the probability or consequences of an adverse risk be mitigated or reduced?
- Are the risks acceptable, or can their impact be provided for by a contingency allowance of money, time, resources, etc.?

Like other aspects of the project, risks should be identified and monitored throughout the project to ensure effective control. Establishing and monitoring performance measures (such as project costs and schedules) will identify when contingency plans need to be implemented.

5.3.2 Non-achievement of performance risk

Rehabilitation work has many risks associated with the possibility that the contractor does not succeed in reaching its guaranteed performance values including for example power increase, efficiency increase, hydraulic instability limits and cavitation pitting limits. The cost impact of a failure to meet performance expectations is generally spread over the life of the equipment. The owner may attempt to recover such costs through warranty or liquidated damage provisions in the contracts signed with contractors.

The owner can choose some countermeasures for reducing these risks. Requiring and paying for a demonstration that the equipment design will result in the specified or guaranteed performance can reduce the probability of not achieving them. The use of CFD and model testing can provide increased confidence of meeting the performance expectations (at increased cost). The obligatory scheduling of prototype testing before and after the rehabilitation does not permit it to be used to reduce the owner's performance related risks. The potential uses of CFD and of various types of model or prototype testing are discussed elsewhere in this Guide.

5.3.3 Risk of continued operation without rehabilitation

One of the objectives of rehabilitating the turbine is to improve the reliability of the unit. It is important to include the “do not rehabilitate” option within the risk analysis. During the early assessment phase of the project, the risks associated with not rehabilitating the project such as a catastrophic failure of a component causing major project damage and an extended unplanned outage, should be determined. The evaluation of the type and magnitude of risks associated with the “do not rehabilitate” option should use the same approach as is used to evaluate risks of each of the rehabilitation options.

Risks associated with damage or failure can be of a minor nature, such as requiring installation of a new spare part, or can be of major proportions including catastrophic failure or danger to personnel. A condition, which is considered critical, potentially leading to a near term catastrophic failure or an identifiable high consequence failure or identifiable danger to personnel should be the basis for immediate rehabilitation.

The evaluation shall include the following costs associated with the alternative involving no rehabilitation;

- energy loss due to efficiency deterioration;
- lost revenue due to forced outages and unscheduled downtime;
- increasing O&M cost including additional inspection costs to maintain the plant;
- increased insurance premiums.

Failure to replace any component in seriously deteriorated condition will result in a high risk of failure and an associated high-risk cost. This can be quantified by estimating the number of years until the component encounters a major failure resulting in substantial loss of production and loss of life risk or both.

5.3.4 Extension of outage risk

Rehabilitation alternatives have a planned outage that is scheduled, plus the potential for the outage extending beyond what is planned. The likelihood of the extension of the planned outage for rehabilitation projects is higher than for new construction because of the potential for finding equipment that needs to be repaired or replaced as it is disassembled during the construction phase of the project.

The no rehabilitation option has the potential for equipment failure resulting in an extensive outage to cover design, procurement, fabrication and installation not only of the component which failed but possibly of many other components and of other equipment and even possibly, structures. Furthermore, the outage resulting from an equipment failure may come at the most critical time of the year when energy replacement costs are at their highest.

5.3.5 Financial risks

Examples of financial risks are:

- risk and impact of actual escalation not matching assumed escalation rate;
- risk and impact of the actual financing interest rate not matching the assumed rate;
- risk that rates for energy and capacity from which future revenue is evaluated, and from which the lost revenues during the rehabilitation work are evaluated, differ from the assumed values;
- financial risks including cost to purchase replacement energy during rehabilitation;
- currency exchange risk if applicable.

In addition to evaluating the financial risks based upon the best estimates of each component, it is generally prudent to also evaluate the sensitivity of the project economics to the assumptions made in the financial analysis. This being said, most owners have pre-established values for all financial parameters to be used in project evaluations.

5.3.6 Project scope risk

A good part of the financial and extension of outage risk is already built-in at the planning stage of the project.

Depending upon the importance of the unit being rehabilitated, any work on the critical path usually poses some risk related to its potential scope increase. Problems that are discovered after dismantling and inspection of the unit, can lead to extensive unplanned and unbudgeted work.

When defining the project scope, two different approaches can be taken:

- Under the terms of a contract which defines an anticipated scope, dismantle and inspect all components and execute required repairs according to engineering recommendations. This may and usually does give rise to scope changes.
- Plan in advance on replacing all doubtful existing components by new parts.

Those who try to minimize the initial budget and have, for reasons of plant hydrology, a comfortable planned downtime, usually retain the first approach. This normally creates the highest built-in risk of scope changes.

Those for whom downtime is critical usually lean toward the second approach, to minimize the risks related to an unplanned extension of the outage. In a multi-unit plant, this approach can be taken for the first unit and then a mix of the two approaches may be applied for subsequent units. The optimum project scope lies usually, somewhere between the two extremes.

When defining the scope of work in advance of the outage, there is the risk that the scope of the rehabilitation on a given part has been underestimated. Perhaps the larger risk is that of finding parts in an unforeseen deteriorated condition and having to do repairs on additional components. The solution to both of these problems is to do realistic planning which contains some “float” in the schedule and to provide contingencies which are greater than one would provide for new construction of comparable value. The level of contingencies will depend on how many components are planned to be replaced by new components, how good the plant records are concerning machine condition and how thorough an inspection was possible in advance of unit dismantling.

5.3.7 Other risks

Other risks such as risks for human safety and environmental risk should also be evaluated.

Human risks include the potential for injury or loss of life during the rehabilitation project, or the risk of corresponding losses from not rehabilitating the unit.

Environmental/fish damage risk from hydropower plants may be due to:

- planned or accidental flow changes caused by the outage for the rehabilitation or during operation following rehabilitation;
- planned or accidental reservoir level changes caused by the outage for the rehabilitation or during operation following rehabilitation;
- discharging contamination such as lubricating oil during the outage or during operation.

However, an extended outage may give an opportunity for conducting several positive environmental programs such as water quality and river flow improvement, and bank protection work, and environmental improvements may also result from the rehabilitation project such as when a turbine is replaced with a more fish friendly turbine.

The rehabilitated unit may have either a positive or negative influence on the environment depending upon the specific changes made. Generally, the environmentally least aggressive approach to increase power production is the one which does not change the discharge. The gain is then obtained from efficiency increase and the corresponding capacity increase from the existing units.

6 Assessment and determination of scope of the work

6.1 General

This Clause presents the main elements which should be considered during assessment of the turbine and related equipment and which could influence or be influenced by the turbine rehabilitation and performance improvement work. A complete evaluation includes the following three items:

- assessment of the site;
- assessment of the turbine;
- assessment of the related equipment.

6.2 Assessment of the site

6.2.1 Hydrology

Optimal operation of a hydroelectric plant relies not only on the efficiency of the turbines but also on the best use of the available flow and head. The conditions prevailing at the time of construction of the facilities can have changed over the years. The hydraulic potential of the site and its operating mode should then be reviewed taking current conditions into account.

A turbine efficiency increase should normally not have much effect on the operating pattern of the plant. However, a combination of power and efficiency increase can result in a change to the operating mode of the power plant, reducing the utilisation factor and giving increased energy production with potential effects on the environment.

The main questions to be asked are:

- Is there any possibility to change the flow?
- Are there any new restrictions or opportunities on headwater or tailwater levels which would result in a change in the specific hydraulic energy on the turbines or to the plant Thoma number?
- Are there any new restrictions or opportunities on operating mode due to environmental or social considerations?

Good records for 25 years or more are required for reliable statistical analysis of potential future production. A summary of the site hydrology, that is the average hourly, daily, weekly or monthly heads and flows versus time, should be available for the longest possible period of operation.

If this information is unavailable directly via measurements it can be deduced from energy production, headwater and tailwater elevation records calculated or measured losses outside the turbine and measured or assumed efficiency of turbine and generator then taking into account any water releases at the spillways. Care shall be taken in using “assumed” efficiencies. They shall be based on original manufacturers data or earlier tests with due regard for deterioration resulting from machine condition. This information along with a correlation with adjacent hydraulic systems may be used to determine whether there has been a change in the hydrology of the site or in the hydraulic parameters of the powerplant.

Changes in hydraulic parameters or in the intended mode of operation of the plant can change the turbine rated conditions and influence the selection of the best solution for the rehabilitation or improvement of the turbine.

6.2.2 Actual energy production

Existing data on annual energy production at the plant provides the owner with the baseline data from which he may establish the value of any potential improvement of the performance of the plant equipment. If independent sources of hydrologic data are available, the energy production data also provides the possibility of establishing a performance trend toward deterioration. If no such independent sources of hydrologic data are available, the past records of energy production, estimated records of spillage at the site and an approximate knowledge of the existing generating equipment characteristics allows one to construct a history of the hydrology at the plant with a potential inaccuracy of the order of plus or minus 5 %. This is at least as good as most available methods of establishing the hydrology at any undeveloped site.

For maximum usefulness, energy production records should be obtained for each unit under study for the longest possible period of record, more than twenty-five years but not less than ten years. When the period of records is that short, inaccuracies will be higher than 5 %.

The available information should be plotted over the period of record and any trends should be observed, questioned and explained.

Causes of changes may include equipment performance degradation, changes in hydrology, changes in the operating philosophy or water management and the impact of planned and forced outages which relate to equipment reliability. Care shall be taken not to overweight short terms trends or events. If indeed equipment efficiency degradation is the root cause of a trend, it can be confirmed by a comparison between the present and the original efficiency curves wherever such data is available.

Often, significant gains in energy production can be achieved by improvements in reservoir management. Even if this aspect is not dealt with in this guide, it should always be part of any serious rehabilitation study.

6.2.3 Environmental social and regulatory issues

Environmental, social and regulatory rules set the conditions for the operation of the plant. These rules are intended to recognise multiple water use objectives by balancing environmental, social, and economic uses of the water. Some of the issues, which are reflected in these rules, are highlighted below:

- minimum flow requirements;
- limitations on headwater and tailwater elevation variations;
- allowable rate of change of flows (ramping rates);
- fish and wildlife flows;
- dissolved gas limits;
- recreational flows;
- domestic water/irrigation flows;
- electrical energy generation flows.

If the decision is to rehabilitate the plant for efficiency only, the flows would be the same before and after and hence the same regulatory rules may be applicable. However, any increase in output beyond that arising from the efficiency increase will involve the use of more water or changes in flow patterns during plant operation. These changes may trigger new rules and, even with no change in water use, new rules could be imposed.

The possibility of new or revised rules regarding water management should be thoroughly reviewed at the start of any rehabilitation project to determine their impact if any, on the operation and hence potential revenues of the rehabilitated plant.

6.3 The assessment of the turbine

6.3.1 General

The aim of the assessment process is to have in hand, upon conclusion, all of the information necessary to be able to determine if it is economically justified to proceed with rehabilitation of the turbine in order either to guarantee its reliability, to extend its life and/or to reduce maintenance costs, or to improve its performance.

There are two main aspects in the assessment of the existing turbine:

- 1) The **integrity** or mechanical condition of the turbine which should be evaluated by a detailed visual inspection plus measurements and non-destructive testing as required;
- 2) The **performance** of the turbine which should be evaluated by a careful analysis of past operating records and conditions to assess real possibilities of performance improvement. This refers to:
 - Efficiency;
 - Power output;
 - Mechanical vibration problems;
 - Hydraulic stability;
 - Cavitation erosion problems;
 - Operating conditions and restrictions.

The following tables give in a “check-list” format, for each component, the aspects that should be considered in the evaluation of an existing turbine. These are presented under the headings “aspect of concern”, “possible cause or reason” and “possible action”. The Tables are arranged as follows:

- a) Turbine embedded parts
 - Stay ring (Table 2);
 - Spiral or semi-spiral case (Table 3);
 - Discharge ring (Table 4);
 - Draft tube (Table 5).
- b) Turbine non-embedded, non-rotating parts
 - Headcover (Table 6);
 - Intermediate and inner headcover (Table 7);
 - Bottom ring (Table 8);
 - Guide vanes (Table 9);
 - Guide vane operating mechanism (Table 10);
 - Operating ring (Table 11);
 - Servomotors (Table 12);
 - Guide bearings (Table 13);
 - Turbine shaft seal (Table 14);
 - Thrust bearing support (Table 15);
 - Nozzles (Table 16);
 - Deflectors and energy dissipation (Table 17).
- c) Turbine rotating parts
 - Runner (Table 18);

- Turbine shaft (Table 19);
 - Oil head and oil distribution pipes (Table 20).
- d) Turbine auxiliaries
- Speed and load regulation system (governor) (Table 21);
 - Turbine aeration system (Table 22);
 - Lubrication system (guide vane mechanism) (Table 23).

Some of the tables apply to all types of turbines while others apply to specific types of turbine only, as indicated in the table headings. Some parts fall in more than one category but, for clarity, they are listed in only one. For example some parts may be “embedded” or “non-embedded” depending upon the design.

A detailed discussion of the most relevant aspects of concern for the mechanical integrity assessment and for the performance improvement of the turbine follows the tables.

Table 2 – Assessment of turbine embedded parts – Stay ring

Applicable to Francis, Kaplan and fixed blade propeller turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Cracks in stay vanes	<input type="checkbox"/> Vibration <input type="checkbox"/> Deformations due to alkali-aggregate reactivity in the concrete <input type="checkbox"/> Reduced structural integrity caused by erosion or corrosion <input type="checkbox"/> Weak structural capacity due to poor design or manufacturing defect <input type="checkbox"/> Material defect	<input type="checkbox"/> Inquiry on previous repairs (quantity and frequency) <input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> NDT inspection at stay vane and shroud junctions <input type="checkbox"/> Material, flow and stress analysis <input type="checkbox"/> Repairs by welding
<input type="checkbox"/> Particle erosion	<input type="checkbox"/> Poor stay vane profile <input type="checkbox"/> Abrasive particles in water	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Inquiry on previous repairs (quantity and frequency) <input type="checkbox"/> Comparative analysis with modern designs <input type="checkbox"/> Flow analysis <input type="checkbox"/> Surface rebuilding by welding <input type="checkbox"/> Hydraulic profile modification <input type="checkbox"/> Application of protective coating
<input type="checkbox"/> Corrosion	<input type="checkbox"/> Inappropriate coating or loss thereof <input type="checkbox"/> Aggressive water characteristics	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Blast cleaning and appropriate coating
<input type="checkbox"/> Hydraulic losses	<input type="checkbox"/> Poor stay vane profile <input type="checkbox"/> Rough surface finish	<input type="checkbox"/> Flow analysis <input type="checkbox"/> Comparative analysis against modern designs <input type="checkbox"/> Blast cleaning/smoothing <input type="checkbox"/> Hydraulic profile modification <input type="checkbox"/> Painting
<input type="checkbox"/> Seepage through radial flanges	<input type="checkbox"/> Deteriorated condition of radial flanges due to concrete deformations <input type="checkbox"/> Fatigue cracking of seal welds if original flange bolting inadequate	<input type="checkbox"/> Seal or structural repair welding

**Table 3 – Assessment of turbine embedded parts –
Spiral or semi-spiral case**

Applicable to Francis, Kaplan and fixed blade propeller turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Cracks in region of stay ring; in plates or welded joints	<input type="checkbox"/> Deformation due to alkali-aggregate reactivity in concrete <input type="checkbox"/> Reduced structural capacity caused by abrasive erosion <input type="checkbox"/> Pressurization cycles/pressure surges/hydraulic resonance (low, medium and high cycle fatigue)	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection; mapping of damage <input type="checkbox"/> NDT inspection at Spiral case/stay ring junction and other suspect areas <input type="checkbox"/> Stress analysis <input type="checkbox"/> Inquiry on previous repairs (nature, extent and frequency) <input type="checkbox"/> Adjustment of distributor closing time <input type="checkbox"/> Repair by welding
<input type="checkbox"/> Rivet deterioration	<input type="checkbox"/> Corrosion	<input type="checkbox"/> Repair by welding <input type="checkbox"/> Replacement where accessible
<input type="checkbox"/> Surface finish deterioration	<input type="checkbox"/> Corrosion <input type="checkbox"/> Micro-organisms <input type="checkbox"/> Barnacles <input type="checkbox"/> Inappropriate coating or loss thereof	<input type="checkbox"/> Blast cleaning and appropriate coating
<input type="checkbox"/> Deteriorated concrete water passage surfaces	<input type="checkbox"/> Poor quality of concrete (general or local)	<input type="checkbox"/> Concrete repairs
<input type="checkbox"/> Wall thickness deterioration	<input type="checkbox"/> Abrasive particles in water <input type="checkbox"/> Combined effects of corrosion and erosion	<input type="checkbox"/> Plate thickness measurements <input type="checkbox"/> Stress analyses <input type="checkbox"/> Application of corrosion resistant coating <input type="checkbox"/> Modifications to guide vane closure law or derating of the unit or both. <input type="checkbox"/> Reinforce spiral case
<input type="checkbox"/> Man hole leakage or door malfunction	<input type="checkbox"/> Corrosion <input type="checkbox"/> Door gasket and flange surface deterioration <input type="checkbox"/> Door adjustment <input type="checkbox"/> Deterioration of hinges <input type="checkbox"/> Bushing wear	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection of sealing surfaces <input type="checkbox"/> Gasket replacement <input type="checkbox"/> New seal design <input type="checkbox"/> Repair of sealing surfaces <input type="checkbox"/> Replacement or repair of hinge bushings and/or pins <input type="checkbox"/> Hinge design modification

Table 4 – Assessment of turbine embedded parts – Discharge ring

Applicable to Francis, Kaplan and fixed blade propeller turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Cracks	<input type="checkbox"/> Poor design <input type="checkbox"/> Manufacturing defect <input type="checkbox"/> Pressure fluctuations <input type="checkbox"/> Runner rubbing against discharge ring <input type="checkbox"/> Inappropriate weld repair	<input type="checkbox"/> Complete visual and NDT inspection <input type="checkbox"/> Stress analysis <input type="checkbox"/> Repairs by welding <input type="checkbox"/> Discharge ring reinforcement <input type="checkbox"/> Aeration (Francis) <input type="checkbox"/> Unit alignment and balancing
<input type="checkbox"/> Water leaks	<input type="checkbox"/> Assembly defect <input type="checkbox"/> Poor design <input type="checkbox"/> Loose bolts	<input type="checkbox"/> Visual examination <input type="checkbox"/> Verification of bolting <input type="checkbox"/> Repair or replacement of discharge ring
<input type="checkbox"/> Circularity defect	<input type="checkbox"/> Deformation of sub-structure concrete due to alkali-aggregate reactivity (AAR)	<input type="checkbox"/> Measure circularity and blade tip clearances <input type="checkbox"/> Check unit alignment <input type="checkbox"/> Intervention on sub-structure concrete <input type="checkbox"/> Reestablishment of blade tip clearances
<input type="checkbox"/> Discharge ring deformation, mis-alignment or inclination (Bottom ring support for Francis turbines)	<input type="checkbox"/> Assembly defect <input type="checkbox"/> Deformation of concrete due to alkali-aggregate reactivity	<input type="checkbox"/> Measure axial position of runner (Francis) with respect to discharge ring <input type="checkbox"/> Unit overhaul, reassembly and re-alignment
<input type="checkbox"/> Abnormal wear	<input type="checkbox"/> Runner rubbing against inner wall	<input type="checkbox"/> Visual examination <input type="checkbox"/> Unit alignment checks and corrections <input type="checkbox"/> Verification of runner blade tip clearances
<input type="checkbox"/> Corrosion	<input type="checkbox"/> Aggressive water <input type="checkbox"/> Inappropriate coating	<input type="checkbox"/> Blast cleaning and appropriate coating
<input type="checkbox"/> Particle erosion	<input type="checkbox"/> Suspended abrasive particles in water <input type="checkbox"/> Inappropriate material choice	<input type="checkbox"/> Abrasion resistant coating (metallization or welding) <input type="checkbox"/> Repair or replacement
<input type="checkbox"/> Cavitation erosion	<input type="checkbox"/> Operating conditions <input type="checkbox"/> Blade design <input type="checkbox"/> Blade tip clearances	<input type="checkbox"/> Inspection and mapping of cavitated areas <input type="checkbox"/> Verification of blade tip clearances <input type="checkbox"/> Review of operating conditions <input type="checkbox"/> Repair of damaged surfaces
<input type="checkbox"/> Performance and environmental concerns	<input type="checkbox"/> Excessive blade tip clearances	<input type="checkbox"/> Conversion to spherical discharge ring above and below blade axis

Table 5 – Assessment of turbine embedded parts – Draft tube

Applicable to Francis, Kaplan and fixed blade propeller turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Voids behind the draft tube liner or liner de-bonding from concrete	<input type="checkbox"/> Pressure fluctuations (Core vortices at partial or high loads) <input type="checkbox"/> Deformation due to alkali-aggregate reactivity in concrete <input type="checkbox"/> Poor initial concreting and/or anchor failures	<input type="checkbox"/> Hammer survey; mapping of voids <input type="checkbox"/> Epoxy or cement grout injection <input type="checkbox"/> Supplementary anchors
<input type="checkbox"/> Cavitation erosion	<input type="checkbox"/> Inappropriate material or overlay <input type="checkbox"/> Extensive operation outside normal load or hydraulic conditions <input type="checkbox"/> Change in the plant operating mode <input type="checkbox"/> Flow disturbance from poor runner or distributor profile	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Flow analysis <input type="checkbox"/> Comparative analysis against modern designs <input type="checkbox"/> Shell thickness measurements <input type="checkbox"/> Restoration of the surface <input type="checkbox"/> Blast cleaning and painting <input type="checkbox"/> Use of cavitation erosion resistant overlay
<input type="checkbox"/> Cracks	<input type="checkbox"/> Detachment from anchors or external ribs <input type="checkbox"/> Pressure fluctuations due to core vortex at partial and high loads	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Inquiry on previous repairs (quantity and frequency) <input type="checkbox"/> Shell thickness measurements <input type="checkbox"/> NDT inspection in region of man door and at junction with discharge ring <input type="checkbox"/> Section replacement or surface rebuilding (welding, grinding and re-grouting)
<input type="checkbox"/> Corrosion and/or erosion damage	<input type="checkbox"/> Presence of corrosion catalytic micro-organisms in water <input type="checkbox"/> Number of immersion cycles <input type="checkbox"/> Aggressive water with or without electrolytic corrosion effect due to unfavourable material combination <input type="checkbox"/> Abrasive particle content in water	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Shell thickness measurements <input type="checkbox"/> Blast cleaning and application of corrosion and erosion resistant coating <input type="checkbox"/> Use of corrosion and erosion resistant overlay or liner in high velocity regions
<input type="checkbox"/> Efficiency or power shortfall with respect to nominal values	<input type="checkbox"/> Poor design <input type="checkbox"/> New operating conditions (load range or hydraulic)	<input type="checkbox"/> Flow analysis <input type="checkbox"/> Comparative analysis against modern designs <input type="checkbox"/> Steel/concrete profile modifications <input type="checkbox"/> Modification to discharge ring
<input type="checkbox"/> Draft tube surface and profile damage	<input type="checkbox"/> Missing pieces of water passage concrete due to poor concrete quality <input type="checkbox"/> Abrasive particle and/or cavitation erosion of concrete <input type="checkbox"/> Sustained high velocity erosion (secondary flows)	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Survey and mapping of damage <input type="checkbox"/> Concrete rebuilding <input type="checkbox"/> Concrete grinding to achieve acceptable flow continuity

Table 6 – Assessment of turbine non-embedded, non-rotating parts – Headcover

Applicable to Francis, Kaplan and fixed blade propeller turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Cracks	<input type="checkbox"/> Repeated pressurizations, <input type="checkbox"/> Pressure fluctuations or pressure surges <input type="checkbox"/> Hydraulic resonance (low, medium or high cycle fatigue) <input type="checkbox"/> Deformation <input type="checkbox"/> Defective material or design <input type="checkbox"/> High mechanical stress by design	<input type="checkbox"/> Complete visual and NDT inspection <input type="checkbox"/> Stress analysis <input type="checkbox"/> Repairs by welding <input type="checkbox"/> Headcover reinforcement <input type="checkbox"/> Headcover replacement
<input type="checkbox"/> Deterioration of wearing surface or facing plate	<input type="checkbox"/> Abrasive particles in water <input type="checkbox"/> Cavitation erosion <input type="checkbox"/> Combined effects of corrosion and erosion <input type="checkbox"/> Wire drawing (Wire drawing is a type of erosion produced by a high velocity clean water jet passing through a small gap) <input type="checkbox"/> Contact with guide vanes	<input type="checkbox"/> Complete visual and dimensional inspection <input type="checkbox"/> Wearing surface repair and machining <input type="checkbox"/> Facing plate installation or replacement <input type="checkbox"/> Assembly realignment <input type="checkbox"/> Guide vane vertical adjustment
<input type="checkbox"/> Headcover - guide vane rubbing contact	<input type="checkbox"/> Headcover and/or bottom ring misalignment <input type="checkbox"/> Insufficient clearance between guide vanes and headcover <input type="checkbox"/> Headcover excessive deflection	<input type="checkbox"/> Evaluation of risk of guide vane malfunction by guide vane torque test <input type="checkbox"/> Complete visual inspection, searching for wear and/or galling at component interface <input type="checkbox"/> Complete dimensional inspection of guide vanes, headcover and bottom ring alignment <input type="checkbox"/> Assembly realignment <input type="checkbox"/> Headcover wearing surface rebuilding and re-machining <input type="checkbox"/> Wearing plate installation or replacement
<input type="checkbox"/> Upper runner seal (labyrinth) damage	<input type="checkbox"/> Headcover misalignment <input type="checkbox"/> Runner misalignment <input type="checkbox"/> Inappropriate clearances <input type="checkbox"/> Alkali-aggregate reactivity in concrete	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Clearance modification <input type="checkbox"/> Complete dimensional inspection of headcover and runner alignment <input type="checkbox"/> Runner seal (labyrinth) machining or replacement <input type="checkbox"/> Head cover replacement <input type="checkbox"/> Runner replacement
<input type="checkbox"/> Level inaccuracy	<input type="checkbox"/> Assembly defect <input type="checkbox"/> Power station displacements <input type="checkbox"/> Alkali-aggregate reactivity in concrete	<input type="checkbox"/> Dimensional inspection of headcover seating surface. <input type="checkbox"/> Machining of headcover seating surface (stay ring flange)

Table 6 (continued)

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Flatness of wearing surface or facing plate 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Assembly defect <input type="checkbox"/> Unequal wear 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Complete dimensional inspection of machined surfaces <input type="checkbox"/> Machining of the headcover wearing surface or facing plate <input type="checkbox"/> Wearing plate installation or replacement <input type="checkbox"/> Headcover replacement <input type="checkbox"/> Unit reassembly
<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Water leakage 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Wear of shaft seal or sealing surfaces 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Shaft seal replacement <input type="checkbox"/> Reconditioning of sealing surfaces
<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Lubrication including environmental concerns 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Broken grease conduit <input type="checkbox"/> Grease distribution system failure <input type="checkbox"/> Poor grease distribution grooving <input type="checkbox"/> Excessive loss of grease to the environment <input type="checkbox"/> Guide vane bushing wear 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Complete visual inspection of headcover and its bushing greasing system <input type="checkbox"/> Guide vane bushing replacement <input type="checkbox"/> Installation of self-lubricating guide vane bushings <input type="checkbox"/> Greasing system modification, repair or reprogramming or elimination
<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Loose or broken bolts 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Assembly defect <input type="checkbox"/> Deformation of headcover <input type="checkbox"/> Poor choice of material or lack of respect for the specified material <input type="checkbox"/> Quality control problems during manufacture and installation <input type="checkbox"/> Excessive design stresses <input type="checkbox"/> Abnormal pressure fluctuations <input type="checkbox"/> Hydraulic resonance (low, medium or high cycle fatigue loading) 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Complete visual inspection of the flange and bolts and NDT if feasible <input type="checkbox"/> Bolt replacement <input type="checkbox"/> Flow analysis <input type="checkbox"/> Modify headcover natural frequency <input type="checkbox"/> Improve turbine aeration <input type="checkbox"/> Modify number and/or size of bolts and/or their material
<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Water retention (drainage problem) 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Blocked or insufficient drain holes <input type="checkbox"/> Insufficient drainage capacity <input type="checkbox"/> Fouling of drain piping <input type="checkbox"/> Main shaft seal and/or guide vane water leakage too high 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Inquiry concerning past problems <input type="checkbox"/> Drain hole and piping cleaning <input type="checkbox"/> Drainage pump (ejector) repair or replacement <input type="checkbox"/> Drainage system design modification <input type="checkbox"/> Replacement of unit shaft seal or guide vane seals
<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Access problem for maintenance consideration 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Poor design <input type="checkbox"/> New maintenance or security needs 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Comparative analysis against modern design <input type="checkbox"/> Headcover design modification <input type="checkbox"/> Headcover replacement
<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Problem with guide strips for gate-operating ring 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Guide strip segment wear <input type="checkbox"/> High friction 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Guide strip replacement or conversion to self-lubricating materials

Table 6 (continued)

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Guide vane bushing wear	<input type="checkbox"/> Bottom ring and headcover misalignment <input type="checkbox"/> Lubrication problem <input type="checkbox"/> Wear due to long or extreme service life	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Unit realignment <input type="checkbox"/> Bushing replacement or conversion to self-lubricating materials <input type="checkbox"/> Greasing system modification, repair or reprogramming or elimination

Table 7 – Assessment of turbine non-embedded, non-rotating parts – Intermediate and inner headcovers

Applicable to Kaplan and fixed blade propeller turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Cracks	<input type="checkbox"/> Design deficiency <input type="checkbox"/> Poor material or poor choice of material <input type="checkbox"/> Abnormal pressure fluctuations, pressure surges. <input type="checkbox"/> Frequent up-lift of the runner during transients <input type="checkbox"/> Intrusion of foreign objects in water passages	<input type="checkbox"/> Complete visual and NDT inspection <input type="checkbox"/> Stress analysis <input type="checkbox"/> Repairs by welding <input type="checkbox"/> Reinforcement <input type="checkbox"/> Replacement <input type="checkbox"/> Check of clearance between runner and inner head cover
<input type="checkbox"/> Water leaks	<input type="checkbox"/> Assembly defect <input type="checkbox"/> Poor design <input type="checkbox"/> Loose bolts	<input type="checkbox"/> Visual examination <input type="checkbox"/> Verification of bolts <input type="checkbox"/> Joint seals replacement and/or sealing surfaces reconditioning
<input type="checkbox"/> Hydraulic surface erosion	<input type="checkbox"/> Abrasive particles in water <input type="checkbox"/> Discontinuity on hydraulic surface	<input type="checkbox"/> Visual examination and mapping of defects <input type="checkbox"/> Weld overlay of damaged surfaces <input type="checkbox"/> Removal of hydraulic discontinuities
<input type="checkbox"/> Loose or broken bolts	<input type="checkbox"/> Assembly problem <input type="checkbox"/> Poor choice of material or defective material <input type="checkbox"/> Insufficient bolt torque <input type="checkbox"/> Vibration loosening of bolts	<input type="checkbox"/> Visual examination for flange fit problems <input type="checkbox"/> Verification of theoretical bolt loads, material and assembly torque <input type="checkbox"/> Measurement of vibrations and pressure fluctuations
<input type="checkbox"/> Drainage problem	<input type="checkbox"/> Blocked or insufficient drain holes <input type="checkbox"/> Fouling of drain piping <input type="checkbox"/> Main shaft seal and/or guide vane water leakage too high <input type="checkbox"/> Insufficient drainage capacity	<input type="checkbox"/> Inspection of wicket gate seals, shaft seal and head cover flange seals <input type="checkbox"/> Cleaning of drains and piping <input type="checkbox"/> Replacement or repair of drainage pump or eductor <input type="checkbox"/> Drainage system modification <input type="checkbox"/> Replacement of wicket gate seals, shaft seal and head cover flange seals
<input type="checkbox"/> Access problem	<input type="checkbox"/> Poor design <input type="checkbox"/> New maintenance or security requirements or regulations	<input type="checkbox"/> Comparison against modern designs <input type="checkbox"/> Modifications <input type="checkbox"/> Replacement

Table 8 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts – Bottom ring

Applicable to Francis, Kaplan and fixed blade propeller turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Facing plate deterioration	<input type="checkbox"/> Abrasive sediment in water <input type="checkbox"/> Cavitation erosion <input type="checkbox"/> Wire drawing <input type="checkbox"/> Contact with guide vanes	<input type="checkbox"/> Complete visual and dimensional inspection <input type="checkbox"/> Surface repair and machining <input type="checkbox"/> Facing plate installation or replacement <input type="checkbox"/> Assembly realignment <input type="checkbox"/> Guide vane vertical position adjustment
<input type="checkbox"/> Interference with guide vane operation	<input type="checkbox"/> Headcover and/or bottom ring misalignment <input type="checkbox"/> Insufficient clearance between bottom ring and guide vanes	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Complete dimensional inspection of guide vanes, bottom ring and head cover alignment <input type="checkbox"/> Assembly realignment <input type="checkbox"/> Surface repair and machining <input type="checkbox"/> Facing plate installation or replacement
<input type="checkbox"/> Lower runner seal (labyrinth) damage (Francis turbines)	<input type="checkbox"/> Bottom ring misalignment <input type="checkbox"/> Runner misalignment <input type="checkbox"/> Inappropriate design clearances <input type="checkbox"/> Bottom ring deformation due to alkali-aggregate reactivity in concrete	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Clearance modification <input type="checkbox"/> Complete dimensional inspection of bottom ring and runner alignment <input type="checkbox"/> Runner seal (labyrinth) machining or replacement <input type="checkbox"/> Bottom ring replacement
<input type="checkbox"/> Level inaccuracy	<input type="checkbox"/> Assembly problem <input type="checkbox"/> Power station dimensional instability <input type="checkbox"/> Alkali-aggregate reactivity in concrete	<input type="checkbox"/> Complete dimensional inspection of bottom ring and its foundation <input type="checkbox"/> Machining of bottom ring support surface
<input type="checkbox"/> Facing plate flatness	<input type="checkbox"/> Assembly problems <input type="checkbox"/> Wear <input type="checkbox"/> Distortion	<input type="checkbox"/> Complete dimensional inspection of machined surfaces <input type="checkbox"/> Machining of the bottom ring <input type="checkbox"/> Bottom ring replacement <input type="checkbox"/> Unit reassembly <input type="checkbox"/> Facing plate installation or replacement
<input type="checkbox"/> Water leakage	<input type="checkbox"/> Seal damage or deterioration of sealing surfaces	<input type="checkbox"/> Seal replacement <input type="checkbox"/> Sealing surfaces reconditioning

Table 8 (continued)

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Lubrication problems of lower guide vane bushing including environmental concerns 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Broken grease conduit <input type="checkbox"/> Poorly designed grease distribution grooves <input type="checkbox"/> Grease distribution system malfunction <input type="checkbox"/> Excessive grease loss to the environment <input type="checkbox"/> Guide vane bushing wear 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Complete visual inspection of bottom ring bushings and their lubrication system <input type="checkbox"/> Guide vane bushing replacement <input type="checkbox"/> Installation of self-lubricating guide vane bushings <input type="checkbox"/> Lubrication system modification, repair or reprogramming
<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Loose or broken bolts 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Assembly problem <input type="checkbox"/> Deformation of bottom ring <input type="checkbox"/> Poor choice of bolting material or poor material 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Complete visual inspection of bolting and sealing <input type="checkbox"/> Modification of number, material or size of bolts <input type="checkbox"/> Bolt replacement
<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Guide vane bushing wear 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Bottom ring and headcover misalignment <input type="checkbox"/> Lubrication problem <input type="checkbox"/> Extreme service or age <input type="checkbox"/> Alkali-aggregate reactivity in concrete 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Complete dimensional inspection of bottom ring and headcover alignment <input type="checkbox"/> Unit reassembly and realignment <input type="checkbox"/> Bushing replacement with similar or self-lubricating materials <input type="checkbox"/> Lubrication system modification, repair or reprogramming

Table 9 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts – Guide vanes

Applicable to Francis, Kaplan and fixed blade propeller turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Cracking	<input type="checkbox"/> Vibration <input type="checkbox"/> Reduced structural integrity caused by particle or cavitation erosion <input type="checkbox"/> Defects in material, design or manufacture <input type="checkbox"/> Exceptional accidental loading	<input type="checkbox"/> Inquiry on previous repairs (nature, extent and frequency) <input type="checkbox"/> Complete visual and NDT inspection <input type="checkbox"/> Stress and material analyses <input type="checkbox"/> Repairs by welding <input type="checkbox"/> Re-machining <input type="checkbox"/> Replacement
<input type="checkbox"/> Deformation	<input type="checkbox"/> Defects in material, design or manufacture <input type="checkbox"/> Exceptional accidental loading due to debris <input type="checkbox"/> Inadequate or malfunctioning of protective device	<input type="checkbox"/> Complete dimensional inspection <input type="checkbox"/> Replacement <input type="checkbox"/> Verification and correction or replacement of protective device <input type="checkbox"/> Repair or replacement of trash racks
<input type="checkbox"/> Cavitation erosion	<input type="checkbox"/> Guide vane profile <input type="checkbox"/> Operation under abnormal conditions <input type="checkbox"/> Significant changes in the plant operating or hydraulic conditions	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Inquiry on previous repairs (quantity and frequency) <input type="checkbox"/> Material and flow analyses <input type="checkbox"/> Comparative analysis with modern designs <input type="checkbox"/> Surface rebuilding by welding <input type="checkbox"/> Modification <input type="checkbox"/> Replacement
<input type="checkbox"/> Corrosion	<input type="checkbox"/> Inappropriate coating <input type="checkbox"/> Aggressive water with or without electrolytic corrosion effect due to unfavourable material combination	<input type="checkbox"/> Sandblasting/smoothing <input type="checkbox"/> More appropriate coating <input type="checkbox"/> Replacement with more appropriate material
<input type="checkbox"/> Abrasive erosion	<input type="checkbox"/> Abrasive sediments in water	<input type="checkbox"/> Surface rebuilding by welding <input type="checkbox"/> Deposit of abrasion resistant material (welding, metallization) <input type="checkbox"/> Replacement with more appropriate material
<input type="checkbox"/> Contact wear (rubbing, galling on headcover and/or bottom ring)	<input type="checkbox"/> Poor alignment at assembly <input type="checkbox"/> Poor choice of Material combinations <input type="checkbox"/> Insufficient clearances <input type="checkbox"/> Initiation by foreign particles <input type="checkbox"/> Alkali-aggregate reaction in concrete	<input type="checkbox"/> Visual and dimensional inspection of guide vanes and distributor assembly <input type="checkbox"/> Surface rebuilding by welding <input type="checkbox"/> Use of anti-galling materials <input type="checkbox"/> Unit disassembly, adjustment and reassembly <input type="checkbox"/> Investigate and eliminate if possible, sources of foreign particles

Table 9 (continued)

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Hydraulic performance	<input type="checkbox"/> Poor hydraulic profile <input type="checkbox"/> Non uniform guide vane angular position <input type="checkbox"/> Inadequate maximum opening of guide vanes	<input type="checkbox"/> Flow analysis <input type="checkbox"/> Comparative analysis with modern designs <input type="checkbox"/> Profile modification <input type="checkbox"/> Replacement <input type="checkbox"/> Verification and adjustment of guide vane operating mechanism
<input type="checkbox"/> Trunnion wear	<input type="checkbox"/> Greasing system malfunction <input type="checkbox"/> Abrasive sediments <input type="checkbox"/> Corrosion <input type="checkbox"/> Poor choice of material combination	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> New stainless steel sleeves on trunnion or stainless steel trunnion machining <input type="checkbox"/> Guide vane replacement <input type="checkbox"/> Replacement of grease lubricated bronze bushing system by self-lubricating bushings <input type="checkbox"/> Greasing system modification, repair or reprogramming
<input type="checkbox"/> Poor sealing at ends and on contact lines	<input type="checkbox"/> Wear/erosion on contact faces <input type="checkbox"/> Gap between guide vanes on vane to vane sealing line (poor adjustment) <input type="checkbox"/> Particle erosion or wire drawing at clearances between guide vanes and headcover and/or bottom ring (Wire drawing is erosion caused by a high velocity jet of clean water passing through a small clearance) <input type="checkbox"/> Insufficient contact pressure when closed <input type="checkbox"/> Poor original choice of materials	<input type="checkbox"/> Gap measurements <input type="checkbox"/> Repair of contact faces <input type="checkbox"/> Repairs to headcover, bottom ring and ends of guide vanes <input type="checkbox"/> Adjustment of guide vane operating mechanism <input type="checkbox"/> Adjustment of servomotor preloading in closed position (squeeze) <input type="checkbox"/> Guide vane replacement with possible headcover/bottom ring repairs
<input type="checkbox"/> Vibration	<input type="checkbox"/> Loss of assembly tolerances <input type="checkbox"/> Deficient profile	<input type="checkbox"/> Complete dimensional and condition inspection of operating mechanism <input type="checkbox"/> Operating mechanism modification or repair <input type="checkbox"/> Flow analysis <input type="checkbox"/> Modification of profile <input type="checkbox"/> Replacement

**Table 10 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts –
Guide vane operating mechanism**

Applicable to Francis, Kaplan and fixed blade propeller turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Cracks and deformation	<input type="checkbox"/> Exceptional loading due to debris or improper adjustments <input type="checkbox"/> Misalignment of components (servomotors to operating ring or operating ring to gate levers) <input type="checkbox"/> Failure of some shear pins or other load limiting devices or malfunction of friction drive system <input type="checkbox"/> Increase in servomotor operating pressure without due verification of the effects <input type="checkbox"/> Poor material or design	<input type="checkbox"/> Complete visual and dimensional inspection <input type="checkbox"/> NDT inspection <input type="checkbox"/> Operating mechanism friction test <input type="checkbox"/> Stress calculations and analysis <input type="checkbox"/> Bushing replacement or conversion to self-lubricating bushings <input type="checkbox"/> Adjustments verification and correction <input type="checkbox"/> Component machining <input type="checkbox"/> Anti-gripping coating application
<input type="checkbox"/> Deterioration of surfaces	<input type="checkbox"/> Corrosion on guide vane links and levers	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Sandblasting and painting
<input type="checkbox"/> Excessive play in linked components	<input type="checkbox"/> Bushing wear	<input type="checkbox"/> Bushing replacement or modification to self-lubricating bushings
<input type="checkbox"/> Adjustment difficulties	<input type="checkbox"/> Guide vane trunnion or bushing wear <input type="checkbox"/> Poor lever/link eccentric pin locking system <input type="checkbox"/> Access problem <input type="checkbox"/> Mechanism design	<input type="checkbox"/> Complete guide vane mechanism evaluation <input type="checkbox"/> Modification to the eccentric link-pin locking system <input type="checkbox"/> Application of anti-galling coating <input type="checkbox"/> Access and tooling improvements
<input type="checkbox"/> Repetitive shear pin failures	<input type="checkbox"/> Guide vane and servomotor adjustment <input type="checkbox"/> Shear pin design <input type="checkbox"/> Guide vane restraint system design for broken shear pin <input type="checkbox"/> Problem with guide vane bushings <input type="checkbox"/> Contact with headcover and/or bottom ring	<input type="checkbox"/> Inquiry regarding frequency, location and causes of failures <input type="checkbox"/> Stress analysis <input type="checkbox"/> Shear pin design modification <input type="checkbox"/> Modification of guide vane restraint system for broken shear pin <input type="checkbox"/> Guide vane, link, operating ring and servomotor adjustments <input type="checkbox"/> Rehabilitation of guide vane bushings or modification to self-lubricating bushings

Table 10 (continued)

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Lubrication including environmental issues	<input type="checkbox"/> Broken grease conduit <input type="checkbox"/> Grease distribution system malfunction <input type="checkbox"/> Bushing wear <input type="checkbox"/> Excessive grease entering the environment	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Complete cleaning of the tube layout and distributors including centre holes in guide vane trunnions and any conduits within the guide vanes <input type="checkbox"/> Removal of existing system and modification to self-lubricating bushings <input type="checkbox"/> Lubrication system modification, repair or reprogramming
<input type="checkbox"/> Problem with shear pin failure detection system	<input type="checkbox"/> Electrical problem <input type="checkbox"/> Outdated detection system/poor design for humid conditions	<input type="checkbox"/> Detection system design review <input type="checkbox"/> Modernization or replacement of the shear pin failure detection system

Table 11 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts – Operating ring

Applicable to Francis, Kaplan and fixed blade propeller turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Cracks and deformation	<input type="checkbox"/> Abnormal loading due to debris in guide vanes <input type="checkbox"/> Misalignment with respect to servomotors or guide vane levers <input type="checkbox"/> Poor material or design <input type="checkbox"/> Manufacturing defect	<input type="checkbox"/> Complete visual and dimensional inspection <input type="checkbox"/> NDT inspection <input type="checkbox"/> Stress analysis <input type="checkbox"/> Re-alignment of servomotors <input type="checkbox"/> Replace wear strips supporting operating ring and realign operating system
<input type="checkbox"/> Abnormal wear	<input type="checkbox"/> Lack of grease <input type="checkbox"/> Defective link bushings or operating ring wear strips <input type="checkbox"/> Contamination of bearing surfaces by foreign material <input type="checkbox"/> Misalignment with respect to servomotors or guide vane levers	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Grease system verification <input type="checkbox"/> Replacement of link bushings or operating ring wear strips <input type="checkbox"/> Addition of barriers against contamination <input type="checkbox"/> Re-alignment of servomotors <input type="checkbox"/> Replacement of wear strips supporting operating ring and realignment of operating system

Table 12 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts – Servomotors

Applicable to Francis, Kaplan and fixed blade propeller turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Oil leakage	<input type="checkbox"/> Broken or worn seals <input type="checkbox"/> Worn bushings <input type="checkbox"/> Piston rod wear or scoring due to oil contamination	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Leakage test <input type="checkbox"/> Seal replacement <input type="checkbox"/> Stem rebuild <input type="checkbox"/> Stem re-chroming <input type="checkbox"/> Stem replacement <input type="checkbox"/> Bushing replacement <input type="checkbox"/> Servomotor rebuild or replacement
<input type="checkbox"/> Alignment	<input type="checkbox"/> Inadequate servomotor bolting and dowelling <input type="checkbox"/> Soleplate surface flatness or alignment <input type="checkbox"/> Wear of operating ring support wear strips <input type="checkbox"/> Concrete instability affecting servomotor/operating ring alignment	<input type="checkbox"/> Servomotor alignment verification <input type="checkbox"/> Servomotor/soleplate realignment <input type="checkbox"/> Wear strips supporting operating ring replacement and vertical position alignment
<input type="checkbox"/> Inadequate operating forces	<input type="checkbox"/> Piping problems <input type="checkbox"/> Governor/hydraulic system problem <input type="checkbox"/> Servomotor cylinder or piston ring wear (excessive leakage past piston) <input type="checkbox"/> Servomotor binding due to excessive bushing wear or misalignment	<input type="checkbox"/> Piston ring leakage test <input type="checkbox"/> Piston ring replacement <input type="checkbox"/> Piston/piston rod rebuild <input type="checkbox"/> Cylinder honing and/or machining <input type="checkbox"/> Bushing replacement <input type="checkbox"/> Governor/hydraulic system rehabilitation <input type="checkbox"/> Operating system realignment
<input type="checkbox"/> Guide vane pre-stressing adjustment problems (closed position “squeeze”)	<input type="checkbox"/> Guide vane sealing line deterioration <input type="checkbox"/> Poor lever/link eccentric pin locking system design (loss of uniform simultaneous closure of all guide vanes) <input type="checkbox"/> Poor and/or maladjusted servomotor position indicator <input type="checkbox"/> Low oil pressure <input type="checkbox"/> Poor pre-stressing adjustment/stroke limit system design	<input type="checkbox"/> Guide vane contact surface and sealing line rebuilding <input type="checkbox"/> Pre-stressing adjustment/stroke limit system and adjustment process modifications <input type="checkbox"/> Lever/link eccentric pin locking system modification <input type="checkbox"/> Servomotor rebuild <input type="checkbox"/> Servomotor replacement <input type="checkbox"/> Governor/hydraulic system rehabilitation
<input type="checkbox"/> Servomotor locking system problems and safety concerns	<input type="checkbox"/> Weak locking system design <input type="checkbox"/> Change in maximum opening of guide vanes <input type="checkbox"/> Wear or damage to parts	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Complete rehabilitation or replacement of locking system <input type="checkbox"/> Locking system design modification <input type="checkbox"/> Replacement of servomotors with new locking system

Table 13 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts – Guide bearings

Applicable to Francis, Kaplan, fixed blade propeller and Pelton turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Oil loss	<input type="checkbox"/> Oil sump gasket/O-ring deterioration <input type="checkbox"/> Oil leakage over top of oil sump inner wall (at shaft journal location) caused by one or more of the following <ul style="list-style-type: none"> • oil sump overfilling • non-uniform spacing between sump inner wall and shaft journal skirt due to misalignment or inner wall distortion • excessive disturbance and instability of oil flow in sump 	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Gasket/O-ring replacement <input type="checkbox"/> Adjustment of oil level <input type="checkbox"/> Inspection and correction of alignment of adjacent parts <input type="checkbox"/> Addition of oil retaining ring(s)/seal(s) at inner wall of oil sump <input type="checkbox"/> Guide bearing modification to stabilize oil flow <input type="checkbox"/> Inner oil sump repair (to restore inner wall circularity) or replacement
<input type="checkbox"/> Presence of water and/or solid particles in oil	<input type="checkbox"/> Cooling coil/water supply connection(s) leakage <input type="checkbox"/> Condensation <input type="checkbox"/> Contaminated oil <input type="checkbox"/> Inadequate or infrequent oil filtration <input type="checkbox"/> Paint coating deterioration <input type="checkbox"/> Babbitt deterioration	<input type="checkbox"/> Oil test for evidence of water and foreign particles <input type="checkbox"/> Repair of water supply connection(s) <input type="checkbox"/> Cooling coil replacement <input type="checkbox"/> Oil filtration <input type="checkbox"/> Oil change (always use a filter during sump filling) <input type="checkbox"/> Babbitt inspection <input type="checkbox"/> Re-babbitting <input type="checkbox"/> Surface cleaning and re-painting
<input type="checkbox"/> Babbitt in poor condition	<input type="checkbox"/> Excessive wear <input type="checkbox"/> Excessive shaft vibration <input type="checkbox"/> Loss of bond <input type="checkbox"/> Inappropriate oil quality or contaminated oil	<input type="checkbox"/> Complete inspection for evidence of babbitt deterioration: wear, melting, cracking and loss of bond <input type="checkbox"/> Hand scraping or re-machining <input type="checkbox"/> Re-babbitting <input type="checkbox"/> Bearing pad or shell replacement

Table 13 (continued)

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Oil/bearing metal high temperature	<input type="checkbox"/> Malfunction of cooling water supply system or insufficient water supply <input type="checkbox"/> Too tight bearing/shaft journal clearance <input type="checkbox"/> Excessive shaft run-out at guide bearing (shaft vibration) <input type="checkbox"/> Shaft journal non-uniform wear <input type="checkbox"/> Loss of thermal detector calibration	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Measurement of shaft journal circularity and concentricity <input type="checkbox"/> Correct water supply fault <input type="checkbox"/> Water supply pipe cleaning <input type="checkbox"/> Readjustment of bearing/shaft journal clearance or remachine bearing <input type="checkbox"/> Correction of shaft run-out problem (unit mechanical or hydraulic balancing) <input type="checkbox"/> Re-machine shaft journal <input type="checkbox"/> Replace or recalibrate thermal detectors
<input type="checkbox"/> Excessive or non-uniform bearing/shaft journal clearance	<input type="checkbox"/> Babbitt wear <input type="checkbox"/> Shaft journal non-uniform wear <input type="checkbox"/> Poor adjustment of bearing shoes (shoe type bearings) <input type="checkbox"/> Misalignment or distortion of bearing shell (shell type bearings)	<input type="checkbox"/> Complete visual and dimensional inspection of bearing clearance <input type="checkbox"/> Complete inspection of babbitt condition <input type="checkbox"/> Hand scraping or re-machining bearing <input type="checkbox"/> Re-babbitting <input type="checkbox"/> Readjustment of radial position of bearing pads <input type="checkbox"/> Bearing shell realignment, or repair to restore circularity <input type="checkbox"/> Bearing pad replacement <input type="checkbox"/> Bearing shell replacement
<input type="checkbox"/> Cracks in bearing support	<input type="checkbox"/> Excessive vibration <input type="checkbox"/> High dynamic loads (stresses) <input type="checkbox"/> Abnormal operating conditions <input type="checkbox"/> Defective material or design <input type="checkbox"/> Loose or broken bolts	<input type="checkbox"/> Complete visual and NDT inspection <input type="checkbox"/> Analysis of operating conditions <input type="checkbox"/> Design review <input type="checkbox"/> Bolt re-tightening or bolt replacement <input type="checkbox"/> Weld repairs with stress-relief and machining as required <input type="checkbox"/> Bearing support reinforcement <input type="checkbox"/> Bearing support replacement
<input type="checkbox"/> Instrumentation malfunction resulting in no alarm on abnormal temperature or oil level	<input type="checkbox"/> Unreliable or faulty devices <input type="checkbox"/> Loss of adjustment or calibration <input type="checkbox"/> Outdated technology	<input type="checkbox"/> Instrumentation modernization, such as use of instruments with self-diagnostics <input type="checkbox"/> Adjustment and recalibration <input type="checkbox"/> Providing redundancy

Table 14 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts – Turbine shaft seal (mechanical seal or packing box)

Applicable to Francis, Kaplan and fixed blade propeller turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Excessive water leakage or filtered water consumption	<input type="checkbox"/> Sealing element wear (segment or packing deterioration) <input type="checkbox"/> Corrosion damage on seal components <input type="checkbox"/> Shaft sleeve wear <input type="checkbox"/> Interruption or inadequacy of filtered water	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Ring replacement (sealing elements) <input type="checkbox"/> Shaft sleeve replacement <input type="checkbox"/> Shaft sleeve machining and/or stone polishing <input type="checkbox"/> Shaft seal packing and/or gland replacement
<input type="checkbox"/> Excessive wear rate of sealing elements	<input type="checkbox"/> Shaft sleeve wear <input type="checkbox"/> Corrosion damage	<input type="checkbox"/> Shaft sleeve machining or hand polishing <input type="checkbox"/> Shaft sleeve replacement

Table 15 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts – Thrust bearing support

Applicable to Francis, Kaplan and fixed blade propeller turbines with separate bearing bracket or with thrust support on turbine headcover

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Cracks	<input type="checkbox"/> Poor material or design <input type="checkbox"/> High mechanical stress <input type="checkbox"/> Increased hydraulic thrust <input type="checkbox"/> Unit unbalanced <input type="checkbox"/> Abnormal dynamic loading (hydraulic or component resonance)	<input type="checkbox"/> Complete visual and NDT inspections <input type="checkbox"/> Inquiry regarding previous interventions <input type="checkbox"/> <i>In-situ</i> testing (loads, stresses, frequencies) <input type="checkbox"/> Stress and load analysis <input type="checkbox"/> Weld repairs <input type="checkbox"/> Thrust-bearing support reinforcement <input type="checkbox"/> Identify and correct causes of abnormal static and dynamic loading <input type="checkbox"/> Verification and correction of runner upper seal water venting to draft tube <input type="checkbox"/> Unit alignment and balancing
<input type="checkbox"/> Level (or perpendicularity with axis of rotation)	<input type="checkbox"/> Assembly problem <input type="checkbox"/> Power station dimensional integrity	<input type="checkbox"/> Complete dimensional inspection of bearing support foundation <input type="checkbox"/> Machining or adjustment of bearing support foundations
<input type="checkbox"/> Access problem	<input type="checkbox"/> Poor design <input type="checkbox"/> New maintenance or safety requirements	<input type="checkbox"/> Comparative analysis with modern design <input type="checkbox"/> Thrust-bearing support design modification

**Table 16 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts –
Nozzles**

Applicable to Pelton turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Leakage and poor jet formation (poor jet formation can result in cavitation erosion on the cut-outs and splitter tips of the runner buckets)	<input type="checkbox"/> Wear of nozzle seat rings and needle tips <input type="checkbox"/> Foreign objects lodged between needle and nozzle seat ring, damaging the sealing edge	<input type="checkbox"/> Design of replaceable nozzle seat ring <input type="checkbox"/> Rebuilding seat rings <input type="checkbox"/> Replace needle tips and nozzle seat rings
<input type="checkbox"/> Erosion on the needle and nozzle seat rings	<input type="checkbox"/> Abrasive sediment in water	<input type="checkbox"/> Rebuild needle tips and nozzle seat rings <input type="checkbox"/> Replace needle tips and nozzle seat rings <input type="checkbox"/> Hard facing of the needle tips and nozzle seat rings
<input type="checkbox"/> Erosion on the nozzle bodies (nozzle hats)	<input type="checkbox"/> Abrasive sediment in water	<input type="checkbox"/> Rebuild nozzle hats <input type="checkbox"/> Replace nozzle hats with or without change of materials
<input type="checkbox"/> Improper operation of needles	<input type="checkbox"/> Sediments in the bushings increasing the coefficient of friction <input type="checkbox"/> Lubrication system malfunction <input type="checkbox"/> Worn servomotors <input type="checkbox"/> Inadequate operating forces (deficient oil pressure or malfunction of mechanical compensating mechanism)	<input type="checkbox"/> Replacement of bushings (where practicable, design for self-lubricated bushings) <input type="checkbox"/> Overhaul lubrication system <input type="checkbox"/> Rehabilitate servomotors with replacement of piston rings <input type="checkbox"/> Overhaul governor and hydraulic system <input type="checkbox"/> Overhaul mechanical compensating mechanism

**Table 17 – Assessment of turbine non embedded, non rotating parts –
Deflectors and energy dissipation**

Applicable to Pelton turbines

Aspect of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Improper operation	<input type="checkbox"/> Damaged bearings or bushings or operating mechanism <input type="checkbox"/> Worn servomotor <input type="checkbox"/> Eroded deflectors	<input type="checkbox"/> Overhaul governor and hydraulic system <input type="checkbox"/> Rehabilitate servomotor <input type="checkbox"/> Overhaul the operating mechanism <input type="checkbox"/> Rebuild or replace deflectors
<input type="checkbox"/> Damaged runner pit liner	<input type="checkbox"/> Frequent operation with jets deflected <input type="checkbox"/> Inadequate reinforcement of runner pit liner in zones of jet impingement <input type="checkbox"/> Loss of embedded anchors	<input type="checkbox"/> Visual inspection and appropriate NDT <input type="checkbox"/> Weld repairs <input type="checkbox"/> Addition of anchors in affected zones <input type="checkbox"/> Reinforcement of runner pit liner in affected zones

Table 18a – Assessment of turbine rotating parts – Runner

Applicable to Francis, Kaplan and fixed blade propeller turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Cracks 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Exceptional operating conditions <input type="checkbox"/> Changes in the plant operating mode <input type="checkbox"/> Residual welding stresses <input type="checkbox"/> Load induced stresses <input type="checkbox"/> Metal loss caused by cavitation <input type="checkbox"/> Periodic stresses induced by contact in the runner seals <input type="checkbox"/> Thickness loss caused by surface erosion <input type="checkbox"/> Resonance with external exciting frequencies 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Inquiry into previous repairs (nature, scope and frequency) <input type="checkbox"/> Complete visual and NDT inspection <input type="checkbox"/> Measurements of model and/or prototype loading <input type="checkbox"/> Material, stress and flow analyses <input type="checkbox"/> Runner dynamic/modal analyses and testing <input type="checkbox"/> Fatigue analysis <input type="checkbox"/> Comparison analysis with modern designs <input type="checkbox"/> Weld repairs <input type="checkbox"/> Evaluate effectiveness of post-weld stress relief heat treatment <input type="checkbox"/> Evaluate impact of weld repairs if done without thermal stress relief <input type="checkbox"/> Blade outlet edge profile modification (change Von Karman vortex frequency and intensity) <input type="checkbox"/> Re-establishment of necessary runner seal or blade tip clearances <input type="checkbox"/> Runner modification <input type="checkbox"/> Runner replacement
<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Water passage surface deterioration 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Poor material selection <input type="checkbox"/> Abrasive particle or cavitation erosion <input type="checkbox"/> Erosion of corrosion products <input type="checkbox"/> Barnacle type growths in low velocity runners 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Complete visual and NDT inspection <input type="checkbox"/> Inquiry into previous repairs (nature, scope and frequency) <input type="checkbox"/> Flow and material analysis <input type="checkbox"/> Model and/or prototype testing <input type="checkbox"/> Repair welding with cavitation or particle erosion resistant materials <input type="checkbox"/> Hard-facing in zones subject to particle erosion <input type="checkbox"/> Blast cleaning and painting <input type="checkbox"/> Runner modification <input type="checkbox"/> Runner replacement with possible change of material

Table 18a (continued)

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Vibration	<input type="checkbox"/> Pressure fluctuations <input type="checkbox"/> Resonance <input type="checkbox"/> Mechanical unbalance <input type="checkbox"/> Hydraulic unbalance <input type="checkbox"/> Excessive or uneven main bearing clearance <input type="checkbox"/> Changes in the plant operating mode	<input type="checkbox"/> Complete visual and NDT inspection <input type="checkbox"/> Inquiry into past experience (causes, trends, operational or physical changes) <input type="checkbox"/> Prototype testing for vibration analysis <input type="checkbox"/> Verification of unit alignment <input type="checkbox"/> Flow analysis <input type="checkbox"/> Guide vane profile analysis <input type="checkbox"/> Draft tube analysis <input type="checkbox"/> Inspection and repair of bearings (with or without modification) <input type="checkbox"/> Inspection and repair of main shaft journals <input type="checkbox"/> Balancing of rotating parts <input type="checkbox"/> Runner modifications to improve hydraulic balance <input type="checkbox"/> Runner replacement
<input type="checkbox"/> Cavitation erosion	<input type="checkbox"/> Improper operation <input type="checkbox"/> Poor blade profile <input type="checkbox"/> Modification of profiles caused by inadequately controlled weld repairs <input type="checkbox"/> Change in the plant operating mode involving lack of respect for the power limits for cavitation free performance <input type="checkbox"/> Poor material selection	<input type="checkbox"/> Complete dimensional inspection <input type="checkbox"/> Complete visual and NDT inspection <input type="checkbox"/> Model and/or prototype testing <input type="checkbox"/> Inquiry into past operating and repair practices (scope and frequency) <input type="checkbox"/> Material and flow analyses <input type="checkbox"/> Comparative analyses against modern runner design <input type="checkbox"/> Blade modifications <input type="checkbox"/> Runner replacement <input type="checkbox"/> Repair by overlay welding with cavitation resistant material and reestablishment of original or revised blade profiles
<input type="checkbox"/> Interference with headcover and bottom ring	<input type="checkbox"/> Assembly misalignment <input type="checkbox"/> Tight runner seal clearances by design <input type="checkbox"/> Bottom ring or headcover distortion under load <input type="checkbox"/> Bottom ring or headcover distortion due to unstable concrete foundations	<input type="checkbox"/> Complete visual, dimensional and alignment inspection <input type="checkbox"/> Inquiry into past experience (nature, dates and remedial actions) <input type="checkbox"/> Unit realignment <input type="checkbox"/> Runner seal (labyrinth) machining or replacement <input type="checkbox"/> Bottom ring or headcover modifications <input type="checkbox"/> Re-machining of headcover and bottom ring support flanges (surfaces)

Table 18a (continued)

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Unusually limited range of stable operation 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Draft tube pressure fluctuations <input type="checkbox"/> Hydraulic resonance with the external water conduit system <input type="checkbox"/> Runner and/or draft tube hydraulic design <input type="checkbox"/> Hydraulic unbalance (unequal blade outflow openings) <input type="checkbox"/> Improper operation (e.g. long durations at very low loads) <input type="checkbox"/> Change in the plant operating mode <input type="checkbox"/> Ineffective draft tube aeration 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Complete dimensional inspection <input type="checkbox"/> Inquiry into operating practices changes in same <input type="checkbox"/> Inquiry into changes in hydraulic conditions <input type="checkbox"/> Model and/or prototype testing <input type="checkbox"/> Flow analysis <input type="checkbox"/> Comparison with modern runner design <input type="checkbox"/> Evaluation/modification of draft tube aeration system(s) <input type="checkbox"/> Runner modification <input type="checkbox"/> Runner replacement
<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Efficiency or power shortfall with respect to nominal values 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> New operating modes <input type="checkbox"/> Cavitation or particle erosion or other surface deterioration <input type="checkbox"/> Pressure fluctuations which limit load range <input type="checkbox"/> Excessive runner seal or blade tip clearances <input type="checkbox"/> Excessive air admission <input type="checkbox"/> Poor hydraulic design 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Complete dimensional inspection <input type="checkbox"/> Inquiry into changes in operating practices and experience <input type="checkbox"/> Model and/or prototype testing <input type="checkbox"/> Performance and flow analysis <input type="checkbox"/> Comparison with modern runner design <input type="checkbox"/> Runner modification <input type="checkbox"/> Runner replacement <input type="checkbox"/> Draft tube and guide vane evaluations

**Table 18b – Assessment of turbine rotating parts –
Runner**

Supplement applicable to Kaplan and fixed blade propeller turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Cracks in blades	<input type="checkbox"/> Weak material or design <input type="checkbox"/> Pressure fluctuations and resonance <input type="checkbox"/> Inadequate cavitation repairs <input type="checkbox"/> Intrusion of heavy foreign objects in water passages <input type="checkbox"/> Water column separation during transients <input type="checkbox"/> Un-stress relieved weld repairs <input type="checkbox"/> Periodic contact between runner blade tips and discharge ring	<input type="checkbox"/> Complete visual and NDT inspection (runner and discharge ring) <input type="checkbox"/> Inquiry into operating and repair history (scope and frequency) <input type="checkbox"/> Stress and load analysis <input type="checkbox"/> Appropriate weld repairs with stress relief as and when required <input type="checkbox"/> Blades replacement <input type="checkbox"/> Adjustment of draft tube aeration system (vacuum breaking system for transients) <input type="checkbox"/> Adjustment of guide vane closure time <input type="checkbox"/> Re-establish appropriate blade tip clearances
<input type="checkbox"/> Cavitation erosion (blades, hub)	<input type="checkbox"/> Inappropriate operating conditions <input type="checkbox"/> Poor blade profile (by design or by inappropriate repairs) <input type="checkbox"/> Poor material choice <input type="checkbox"/> Inappropriate blade clearances with discharge ring and runner hub	<input type="checkbox"/> Visual examination and mapping of defects <input type="checkbox"/> Inquiry regarding operating conditions and repair history (scope and frequency) <input type="checkbox"/> Weld repairs with cavitation resistant materials <input type="checkbox"/> Replacement of blades (major overhaul) with possible change of materials
<input type="checkbox"/> Water intrusion into runner hub (Kaplan only)	<input type="checkbox"/> Ineffective runner blade seals (design fault or excessive wear) <input type="checkbox"/> Worn runner blade bushings or broken bearings <input type="checkbox"/> Defective main shaft flange or runner cone seals <input type="checkbox"/> Cracks in runner hub or cone	<input type="checkbox"/> Monitoring of water intrusion <input type="checkbox"/> Inspection and tests to detect leak source <input type="checkbox"/> Blade seals replacement <input type="checkbox"/> Major overhaul of runner (replacement of bushings or bearings and seals) <input type="checkbox"/> Runner hub or cone weld repairs
<input type="checkbox"/> Blade tip damage	<input type="checkbox"/> Insufficient blade tip running clearances <input type="checkbox"/> Discharge ring distortion <input type="checkbox"/> Runner unbalanced <input type="checkbox"/> Unit misalignment	<input type="checkbox"/> Visual examination and mapping of defects <input type="checkbox"/> Weld repairs <input type="checkbox"/> Restoration of runner blade clearances <input type="checkbox"/> Unit balancing <input type="checkbox"/> Unit re-alignment

Table 18b (continued)

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Blades not moving (Kaplan only)	<input type="checkbox"/> Insufficient oil pressure <input type="checkbox"/> Oil leaks in distribution pipes <input type="checkbox"/> Governor malfunction <input type="checkbox"/> Blade mechanism defect <input type="checkbox"/> Bushing/Bearing wear <input type="checkbox"/> Oil contamination	<input type="checkbox"/> Measurement of oil pressure required to open and close blades <input type="checkbox"/> Evaluation of blade mechanism <input type="checkbox"/> Evaluation of bushing/bearing wear <input type="checkbox"/> Oil filtering or replacement <input type="checkbox"/> Major overhaul of blade operating mechanism and bushings/bearings <input type="checkbox"/> Governor rehabilitation

Table 18c – Assessment of turbine rotating parts – Runner

Applicable to Pelton turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Cracks	<input type="checkbox"/> Wear through particle abrasion <input type="checkbox"/> High number of cycles <input type="checkbox"/> Un-detected material defect <input type="checkbox"/> Deficient welding and heat treatment	<input type="checkbox"/> Inquiry into previous repairs (locations, quantity, frequency and methods) <input type="checkbox"/> Inquiry into operating history <input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> NDT inspection <input type="checkbox"/> Material analysis <input type="checkbox"/> Flow analysis <input type="checkbox"/> Stress analysis <input type="checkbox"/> Appropriate weld repairs and refinishing (heat treatment essential for critical zones)
<input type="checkbox"/> Erosion	<input type="checkbox"/> Abrasive particles in water <input type="checkbox"/> Large number of operating hours at full load	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Comparative analysis with modern designs <input type="checkbox"/> Surface rebuilding by welding <input type="checkbox"/> Hydraulic profile modification <input type="checkbox"/> Hard-facing
<input type="checkbox"/> Poor hydraulic performance	<input type="checkbox"/> Entrance edges are not sharp enough <input type="checkbox"/> Rough or wavy flow surfaces <input type="checkbox"/> Outlet angle has decreased due to erosion causing impingement on outside of adjacent buckets	<input type="checkbox"/> Grinding of edges <input type="checkbox"/> Restoration of bucket inner contours <input type="checkbox"/> Eliminating the waviness <input type="checkbox"/> Comparative analysis with modern designs <input type="checkbox"/> Hydraulic profile modification <input type="checkbox"/> Runner replacement
<input type="checkbox"/> Wall thickness too thin	<input type="checkbox"/> Wear through abrasion	<input type="checkbox"/> Structural repair welding <input type="checkbox"/> Restoration of bucket inner contours <input type="checkbox"/> Runner replacement

**Table 19 – Assessment of turbine rotating parts –
Turbine shaft**

Applicable to Pelton, Francis, Kaplan and fixed blade propeller turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Cracks	<input type="checkbox"/> Vibration <input type="checkbox"/> High stresses by design <input type="checkbox"/> Dynamic (fatigue) stress <input type="checkbox"/> Inappropriate operating conditions <input type="checkbox"/> Exceptional event or abnormal operating conditions	<input type="checkbox"/> Complete visual and NDT inspection <input type="checkbox"/> Design review <input type="checkbox"/> Repair by welding, heat treatment and machining <input type="checkbox"/> Crack removal and form changes without welding <input type="checkbox"/> Turbine shaft replacement <input type="checkbox"/> Runner and rotor balancing <input type="checkbox"/> Guide and thrust bearing repairs or modifications
<input type="checkbox"/> Deterioration of shaft journal at guide bearing	<input type="checkbox"/> Scoring due to damaged bearing <input type="checkbox"/> Corrosion <input type="checkbox"/> Lubrication problem <input type="checkbox"/> Oil contamination	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection and NDT inspection <input type="checkbox"/> Repair surface finish by machining and/or stone polishing <input type="checkbox"/> Restore concentricity and circularity <input type="checkbox"/> Turbine shaft realignment
<input type="checkbox"/> Coupling surfaces, deterioration	<input type="checkbox"/> Corrosion or fretting corrosion <input type="checkbox"/> Deformation <input type="checkbox"/> Inadequately tightened coupling bolts	<input type="checkbox"/> Complete visual, dimensional inspection and NDT inspection <input type="checkbox"/> Re-machining of coupling surfaces <input type="checkbox"/> Coupling bolt replacement with or without design change <input type="checkbox"/> Turbine shaft replacement
<input type="checkbox"/> Shaft seal sleeve deterioration	<input type="checkbox"/> Corrosion <input type="checkbox"/> Scoring <input type="checkbox"/> Defective lubrication and cooling	<input type="checkbox"/> Complete visual, dimensional and NDT inspection <input type="checkbox"/> Surface restoration by machining or stone polishing <input type="checkbox"/> Re-establish concentricity and circularity <input type="checkbox"/> Sleeve replacement
<input type="checkbox"/> Rubbing on adjacent fixed parts (shaft seal housing, bearings, bearing cover plates)	<input type="checkbox"/> Shaft misalignment <input type="checkbox"/> Bearing or shaft seal or cover plate adjustments	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection looking for evidence of rubbing <input type="checkbox"/> Inspection and correction of unit alignment <input type="checkbox"/> Shaft sleeve repair or replacement <input type="checkbox"/> Bearing journal and bearing repair
<input type="checkbox"/> Excessive vibrations	<input type="checkbox"/> Shaft deformation <input type="checkbox"/> Shaft misalignment <input type="checkbox"/> Rotor and/or runner imbalance <input type="checkbox"/> Unit assembly problems	<input type="checkbox"/> Complete vibration analysis <input type="checkbox"/> Alignment inspection <input type="checkbox"/> Shaft machining <input type="checkbox"/> Shaft realignment <input type="checkbox"/> Generator and/or runner balancing <input type="checkbox"/> Turbine shaft replacement

Table 20 – Assessment of turbine rotating parts – Oil head and oil distribution pipes

Applicable to Kaplan turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Oil leaks	<input type="checkbox"/> Loosening of pipes <input type="checkbox"/> Worn or loose seals <input type="checkbox"/> Cracks in pipes <input type="checkbox"/> Worn or loose oil head components	<input type="checkbox"/> Visual inspection and evaluation of leak source <input type="checkbox"/> Dismantling and inspection of oil head <input type="checkbox"/> Dismantling and inspection of pipes <input type="checkbox"/> Replacement of defective seals and gaskets <input type="checkbox"/> Repair of cracks <input type="checkbox"/> Replacement of oil head <input type="checkbox"/> Replacement of oil distribution pipes
<input type="checkbox"/> Vibrations/noise	<input type="checkbox"/> Pipes not secured <input type="checkbox"/> Oil head loose or worn bushings <input type="checkbox"/> Flanges or fasteners broken	<input type="checkbox"/> Visual examination <input type="checkbox"/> Dismantling and inspection of oil head <input type="checkbox"/> Dismantling and inspection of pipes <input type="checkbox"/> Replacement of bushings and seals <input type="checkbox"/> Repairs/reinforcement of flanges or fasteners

Table 21 – Assessment of turbine auxiliaries – Speed and load regulation system (governor)

Applicable to all turbine and pump-turbine types

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Inappropriate or inadequate response to operator commands or to system frequency changes	<input type="checkbox"/> Worn valves or linkages <input type="checkbox"/> Stretched or worn cables in guide vane position feedback system <input type="checkbox"/> Defective speed signal generator <input type="checkbox"/> Outdated technology for modern control applications	<input type="checkbox"/> Complete inspection and overhaul of governor including speed and load signals and guide vane position feedback systems <input type="checkbox"/> Rehabilitation of governor to permit integration of its functions into PLC based local and remote control system
<input type="checkbox"/> Oil leakage	<input type="checkbox"/> Seals/valves wear <input type="checkbox"/> Deterioration of pipe fittings	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Seals/valves replacement <input type="checkbox"/> Piping rehabilitation/replacement

Table 21 (continued)

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Operating problems with oil system	<input type="checkbox"/> Inappropriate oil/air ratio in pressure tank (accumulator tank) <input type="checkbox"/> Inadequate pressure tank volume <input type="checkbox"/> Inadequate pump capacity <input type="checkbox"/> Inadequate compressor/air source capacity <input type="checkbox"/> Unreliable level/pressure instruments	<input type="checkbox"/> Addition of auxiliary pressure tank <input type="checkbox"/> Pressure tank replacement <input type="checkbox"/> Pump rehabilitation or replacement <input type="checkbox"/> Compressor/air source rehabilitation or replacement <input type="checkbox"/> Instrumentation and controls modernization

Table 22 – Assessment of turbine auxiliaries – Turbine aeration system

Applicable to Pelton, Francis, Kaplan and fixed blade propeller turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Efficiency or power deficiency	<input type="checkbox"/> Air flow rate excessive <input type="checkbox"/> Aeration used when not required (reaction turbines) <input type="checkbox"/> Ineffective position of injection <input type="checkbox"/> Poor adjustment or no control over air admission/injection load range	<input type="checkbox"/> Air admission tests on prototype (air flow vs efficiency) <input type="checkbox"/> Comparison analysis with modern design <input type="checkbox"/> Axial aeration system installation or modification of existing system
<input type="checkbox"/> Unacceptable pressure fluctuations	<input type="checkbox"/> Air flow rate inadequate (back-pressure may be excessive due to system design) <input type="checkbox"/> Air flow admitted in load range when not required (can produce resonance phenomena) <input type="checkbox"/> Ineffective position of injection <input type="checkbox"/> Changes in the plant operating mode <input type="checkbox"/> Changes in hydraulic conditions	<input type="checkbox"/> Inquiry on past experience (hydraulic conditions, unit operation, system modifications) <input type="checkbox"/> Flow analysis for current and anticipated hydraulic conditions <input type="checkbox"/> Model and/or prototype testing <input type="checkbox"/> Axial aeration system installation or existing system modification <input type="checkbox"/> Use of compressors
<input type="checkbox"/> Noise level	<input type="checkbox"/> Aeration system design <input type="checkbox"/> Too much air is admitted/injected	<input type="checkbox"/> Installation or modification of mufflers <input type="checkbox"/> Installation or modification of an air flow control
<input type="checkbox"/> Loss of turbine guide bearing oil (Pelton only)	<input type="checkbox"/> Inadequate volume or location of air venting to runner pit <input type="checkbox"/> Inappropriate runner pit/shaft housing/guide bearing isolation for steady state or transient operation	<input type="checkbox"/> Improve isolation of turbine bearing housing from runner pit <input type="checkbox"/> Improve quantity or location of aeration <input type="checkbox"/> Install improved shaft housing in runner pit

**Table 23 – Assessment of turbine auxiliaries –
Lubrication system (guide vane mechanism)**

Applicable to Francis, Kaplan and fixed blade propeller turbines

Aspects of concern	Possible causes or reasons	Possible actions
<input type="checkbox"/> Grease leakage (escape to the environment)	<input type="checkbox"/> Tubing and fittings wear <input type="checkbox"/> Improper assembly	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Tubing and fittings replacement <input type="checkbox"/> Removal of system with conversion to self-lubricating wear components
<input type="checkbox"/> Grease clogging of conduits	<input type="checkbox"/> Lubrication system malfunction <input type="checkbox"/> Poor grease type <input type="checkbox"/> Poor maintenance	<input type="checkbox"/> Complete visual inspection <input type="checkbox"/> Maintenance method analysis and comparison with modern methods <input type="checkbox"/> Redefine grease type and quantities <input type="checkbox"/> Lubrication system modification and/or reprogramming <input type="checkbox"/> Tubing and fittings replacement <input type="checkbox"/> Removal of system with conversion to self-lubricating wear components
<input type="checkbox"/> Inaccessible grease fittings	<input type="checkbox"/> Design problem <input type="checkbox"/> Improper installation	<input type="checkbox"/> Design review with modifications <input type="checkbox"/> Conversion to automatic greasing system
<input type="checkbox"/> Inadequate grease delivery or over consumption (escape to the environment)	<input type="checkbox"/> Improper greasing cycles <input type="checkbox"/> Poor system design	<input type="checkbox"/> Lubrication system modification and/or reprogramming

6.3.2 Turbine integrity assessment

6.3.2.1 General

The assessment of the turbine mechanical integrity is essentially done by detailed inspections ideally including those made at different times in the life of the machine. Such detailed inspection can be done only with the unit dewatered and safely isolated. It is imperative that the inspection of turbine components be performed by a qualified and experienced engineer who would implicitly know what areas are subject to high stresses and potential cracking, particularly since the turbine isn't disassembled and components are not fully accessible. Even with the participation of an "Expert" it is essential to proceed with the aid of a structured check list such as the one presented above.

The unknown integrity of the turbine components until the turbine is disassembled constitutes a major problem for defining the need and content of a rehabilitation project. The result is that the rehabilitation cost, the precise duration of the outage and the resulting potential lost revenue are difficult to determine with precision at the time of preparation of the scope of work.

Sensitivity analyses shall always be done to evaluate the impact of various unknown factors in order to define appropriate contingencies.

6.3.2.2 Material and design issues

6.3.2.2.1 General

The turbine mechanical or physical integrity is directly related to its original design and materials. These affect the durability and the reparability of the turbine components and can limit the possibility of new or temporary overloading applications.

The integrity assessment shall be conducted with due regard for the original design, drawings, modifications, bills of material and any other information available on the machine design and its operating limits. If one fails to find the appropriate technical documentation and information, it is necessary to proceed with a more in-depth survey of the existing machine and its components. If the material of a component is unknown and a repair or modification is contemplated, samples and analyses may be required to confirm the repair options available.

Care shall be taken in assessing the condition of existing components. For example in the case of a Kaplan or fixed blade propeller unit which has a discharge ring with stainless steel overlay or with stainless steel cladding, a corroded surface may not be an indication of an inadequate thickness of stainless coating but rather, evidence of a mild steel foreign object having been wedged between the runner blades and the discharge ring, leaving traces of mild steel which themselves, have corroded.

The owner is well advised to make use of qualified personnel and proven software systems for this work, be they in its own service or through manufacturers or consultants. There may be some advantage in dealing with the original manufacturer which has access to the original detailed drawings and bills of materials since access to these documents always facilitates the analyses, the planning and scheduling of the work. In some instances, it may be possible to purchase the right to the use of the original drawings and documentation, if such right does not already reside with the plant owner.

In order to minimize potential galling problems between adjacent moving parts, material selection is extremely important. Guide vane end surfaces, adjacent headcover and bottom ring surfaces and runner seals are typical significant examples.

The design of all of the related structures and equipment shall be taken into account, as described in some detail later on. This aspect increases in importance if changes are envisaged to the turbine characteristics.

6.3.2.2.2 Dealing with cracks, porosity and similar defects

Cracks, pores and similar defects weaken a component. However they do not lead, necessarily, to the need for its replacement but they always require a thorough documentation, observation and analysis.

Basic aspects to be assessed are:

- the criticality of a potential failure of the component;
- the origin of the defect: from original manufacturing (hot tears, porosity, lack of fusion, slag inclusions) or a result of the applied loads from unit operation (cold cracks, deformation);
- the size of the defect and the limit at which it is expected to grow under the anticipated loading.

The criticality of a defect is high if a failure of the component can lead to an outage of the turbine or if human life is endangered. This is especially true for all components on the pressure side of the turbine.

In-built defects are often found in spiral casings, penstocks and other components built during the period of the early application of welding technology. There are other possible sources of in-built defects. They are as numerous as the methods and materials used in the construction of turbine components. If these defects have not grown during many years of operation, they might be considered to represent a minor and acceptable risk. Their size, orientation and location in relation to the stress pattern in the component shall be analysed before a decision is made to excavate the defect and to execute a repair. Welding repairs in themselves, on components which cannot undergo a subsequent thermal stress relief, induce a change in the residual stress pattern in the component and represent a risk factor.

Cracks which develop in service, are the consequence of overload through strain induced by applied loads usually in combination with high residual stresses or internal defects or both.

Internal defects which were not detected during original manufacture or which were detected and considered, by their location, size and orientation, to be acceptable might reach the surface due to abrasion through particle or cavitation erosion. Some typical examples of exposed components and zones are the root or inner contour of a Pelton runner bucket, the contour of a guide vane body where it joins the driving (usually upper) trunnion and the junctions of the blades with the crown and band in a Francis runner.

Conditions which favour the initiation and growth of cracks are high residual and applied stresses, local plastic strains, oscillating elastic strain and a corrosive medium. Typical areas where these factors are a consideration are the shaft of a Pelton turbine near the runner coupling, flanges in spiral casings or stay rings with improper sealing or the coupling zones of runners with the shaft particularly in horizontal shaft machines.

Essential for a good evaluation of the impact of such defects is their documentation and the observation of their progress during operation. The documentation comprises the description of the location, of the size and orientation verified by NDT and a prescription regarding how to deal with the defect if it reaches or exceeds defined limits.

The evaluation of the potential impact of defects may be done with conventional techniques involving analytical calculations or, if necessary, with finite element analysis. In many cases, a comparative analysis using conventional methods is the most applicable where assumptions and references are taken from parts with similar geometry and strain under similar loading conditions and which have given satisfactory service. One shall avoid the trap of spending more on the analysis of the impact of leaving a defect than it would cost to repair it.

The repair of defects can be done by grinding them out and leaving the cavity or by rebuilding the original component geometry by welding and grinding.

In the case of removal by grinding only, care shall be taken to evaluate possible side effects, for example secondary flows due to a disturbance of the hydraulic profile or weakening of the component at the location of the defect.

In the case of repair by welding, the determination of the proper welding technology and process is crucial as an improper repair or heat treatment, can increase the damage

Preparation of an appropriate repair procedure requires a complete understanding of the material properties, the original design and manufacturing processes and the details of any repair history.

The documents attesting to the quality of the turbine fabrication, inspection certificates and repairs, both in the shop and subsequently in the field, are an integral part of the turbine documentation to be delivered by the turbine supplier, the base material supplier and their respective inspectors or by the owner.

The filler metal shall be carefully selected. There are three possibilities:

- Homogeneous: Chemical composition of weld metal and base material is the same; also the microstructure is comparable.
- Similar: Chemical composition of weld metal and base material is similar; the microstructure is not identical.
- Dissimilar: Chemical composition of weld metal and base material and also the microstructure are not the same.

Precautions shall be applied in using dissimilar filler metals for repairs. For example, by the use of dissimilar (austenitic) filler metals in the repair of martensitic stainless steels, carbide precipitation can occur during subsequent heat treatments.

In some cases, the replacement of a component can be more economical than the repair of cracks or other defects. This is especially true if the affected zones are accessible only after the dismantling of the component since the necessary repair time cannot be calculated accurately beforehand and the planned outage duration of the unit might be overstepped.

In evaluating the importance of defects which have not, to this point, resulted in failures and which one would propose to leave un-repaired, one shall be satisfied that, after rehabilitation, the loading conditions on the component concerned will not be aggravated.

6.3.2.2.3 Allowable stress levels

Even existing components which have given good service without signs of deterioration should be subjected to new stress analyses to confirm their suitability for the planned life extension period. When changes are planned to the operating mode, power, head, discharge or speed of the unit, it is necessary to make more detailed analyses of which components will be affected by the proposed change and to what degree. Similarly, if a component has suffered cracking or deformation in service, the cause of this defective behaviour shall be determined. This may necessitate detailed stress and deflection analyses of some components and the application of more sophisticated design methods than were applied during the original design, for example the use of the finite element method.

The allowable stress levels in old turbines were established at a time when the best design tools available referred to empirical formulae destined to calculate “average” stresses in a given component or member. If no change is envisaged in the maximum loading conditions to be applied to the turbine whose rehabilitation is being considered, one can normally avoid detailed calculations of stress and deflection. If however, as is most often the case, an increase in maximum power is being considered, detailed calculations shall be done to assess the effects of the new conditions.

The use of finite element analysis techniques allow the establishment during the design phase of a much more accurate picture of stresses to which the main components will be subjected. A combination of quasi-static stress analyses and fatigue analyses should be done for the establishment of the useful life of the new component given the anticipated design conditions. Such analyses, though more difficult, should also be carried out for components to be reused. To the extent that the levels of dynamic stresses are determined from “experience”, there is a need to have occasional verifications of the assumed values. In the case of large units, the application of non-steady CFD calculations should be considered to evaluate the dynamic pressure loadings on the runner blades which can come from its interaction with the turbine distributor.

It is recommended that, for large units, the first runner of each design be subjected to strain gauge tests during commissioning to confirm that the dynamic loading assumed during the fatigue calculations has not been exceeded. If the manufacturer has similar data on fluctuating stresses and residual stresses on large units, it will be a significant benefit for the owners of smaller units.

6.3.2.2.4 Miscellaneous hardware

It is good and justifiable practice during major overhauls, to replace all fasteners which are exposed to water passage or alternately humid and dry conditions. It is also good practice to replace fasteners subjected to loading on the high pressure side of the unit and those subjected to fatigue loading. The option of cleaning and careful inspection of fasteners can be as costly as the outright replacement and from the schedule point of view, replacement implies fewer risks.

Small piping in water service (50 mm and less), if it was originally supplied in non-corrosion resistant materials, should be replaced. Even original corrosion resistant materials should undergo hydro-static pressure tests, preferably during the project preliminary engineering phase such that a timely decision can be made on its need for replacement. Larger piping shall be inspected and tested before a decision can be made.

It should be assumed that all seals and gaskets of parts which are to be disassembled and reassembled during the rehabilitation shall be replaced.

A major overhaul presents the opportunity to reassess the complete complement of instrumentation which was supplied and installed on the original unit. It is highly unlikely that the original instrumentation is still functional and, if it is not, that replacements of the same make and model can be found. The best approach is to do an assessment of the owner's needs in regard to unit indication, control and protection and to fulfil those needs with the most modern and most reliable equipment available at the time of the overhaul.

6.3.2.2.5 Foundations

The effect of the foundations on the condition of the turbine shall not be overlooked. For example, swelling of the concrete, as a result of alkali-aggregate reactivity, is present in many old power plants. It leads to the displacement of the embedded turbine and generator components and usually results in the misalignment of the fixed and rotating parts of the generating unit. This misalignment can lead to inclination of the shaft and increased radial loading on the guide bearings, inclination of the distributor components and premature wear of the guide vanes, headcover and bottom ring and contact at the runner seals. It has also been known to cause stay vane cracking.

This phenomenon cannot be stopped and there is no option but to live with it by periodically realigning and adjusting/rehabilitating the unit. If the rate of swelling is high, it becomes necessary at some point to rework the fixed parts in such a way as to accommodate the displacement and to facilitate the realignment of the unit.

6.3.2.2.6 Use of self-lubricating materials

In old machines, all bushings in the distributor and its operating mechanism are grease lubricated brass or bronze. Even if the system works properly and reliably, it should be seriously considered, for environmental reasons, to replace the wearing elements using self-lubricating materials.

The self-lubricating material shall be selected with due consideration for its application and shall have good abrasion resistance and be dimensionally stable when exposed to water. Care shall be taken to prevent the intrusion of dirt between sliding surfaces by the use of adequate seals particularly on the bushings adjacent to the turbine water passage.

Many of the self-lubricating materials have thermal expansion coefficients much greater than the metals in which they are housed. This poses a difficult task of ensuring good interference fits under all operating conditions particularly in cold climates. Positive bonding of many of these bushing materials in their housings is recommended to ensure their long term stability.

All self-lubricating bushings and wearing plates require smooth non-corrosive mating surface materials such as stainless steel.

Some of the available materials and particularly the thin-film types require particular care to avoid damage during installation. When properly assembled however, they can give many years of reliable service.

The self-lubricating materials available on the market have a wide range of coefficients of friction. This necessitates a careful review of the capacity of the servomotors in the guide vane operating system.

The normal deflections of the guide vane bodies leads to a degree of edge loading particularly on the bushings on the guide vane stems adjacent to the water passage. The choice of guide vane bushing material shall take into account the anticipated maximum degree of edge loading. The material shall accept to “wear in” without detrimental damage.

6.3.2.3 Operating issues

The hydraulic conditions under which the generating unit is operated as well as the load on the unit can have an influence on its mechanical integrity.

If the unit is frequently operated at partial load, it could suffer from increased loading on the guide bearings due to hydraulic instability. If the tailrace level does not respect the design limits on suction head, cavitation may occur.

The information related to the operation of the turbine is essential to correctly evaluate the condition of the existing unit and to adequately design the new components.

6.3.2.4 Erection and maintenance issues

Some of the problems found during assessment of a turbine or generating unit are in direct relation to the quality of the unit's erection and maintenance. A lack of maintenance can result in component failures such as burnt guide bearings or premature wear of the guide vane operating mechanism.

The evaluation of the distributor alignment with regard to the moving parts is an important aspect of the integrity assessment. The concentricity of the guide vane bushing bores in the bottom ring with respect to those of the headcover shall be verified. If the bores between the headcover and bottom ring are excessively eccentric, it would lead to pre-mature wear of the bushings due to an excessive edge loading and possibly binding of the guide vane mechanism. Line boring of the headcover and bottom ring may be required.

If these problems exist, they shall be properly identified in order to avoid their repetition with the rehabilitated components.

6.3.2.5 Mechanical vibrations

6.3.2.5.1 General

A problem which occurs frequently with hydraulic units is excessive vibration. The main sources of abnormal mechanical vibrations are:

- runner mechanical or hydraulic imbalance;
- guide bearing deficiency;
- runner seal clearance deficiency;
- generator mechanical or electrical imbalance;
- generating unit misalignment;
- hydraulic instability

6.3.2.5.2 Runner mechanical or hydraulic imbalance

The runner mechanical imbalance will cause mechanical vibration (shaft runout) and will result in increased loading of the guide bearings and potential damage to support components. Balancing tolerances for modern runners (post 1970) are sufficiently tight to virtually eliminate this cause as a source of abnormal shaft run out (for example see Volumes I and V of the "Canadian Electricity Association Guide on Erection Tolerances and Shaft System Alignment").

A hydraulic imbalance will result if the outflow openings between the runner blades are not sufficiently uniform. This type of imbalance is usually characterized by an increasing shaft runout with increasing load (discharge). IEC 60193 gives tolerances to be respected in this regard although many manufacturers and users impose even tighter tolerances.

6.3.2.5.3 Guide bearing deficiencies

Guide bearing stiffness in both the turbine and the generator shall be sufficient to withstand the most critical operating conditions without allowing contact in the runner seals or in the generator air-gap. The shaft system first critical speed shall have a sufficient margin above the turbine runaway speed to avoid resonance. This can be achieved only with appropriate attention to shaft system stiffness and guide bearing support stiffness. These factors are important in any unit rehabilitation if changes are proposed in either the rotating parts system or in the guide bearings or their support systems or if the turbine runner is being replaced with one having a higher runaway speed. The critical speed calculation shall be redone as well as a verification of the capability of the generator rotor to withstand the higher speed if a higher runaway speed by more than a few percent is involved.

Deficient tolerances on cold clearances at the guide bearings and changes in guide bearing clearances due to the thermal effects on both the rotating parts and on the bearing itself, from the cold condition to the operating condition, can lead to excessive vibrations or to mechanical damage on a generating unit. Excessive shaft runout usually results if the operating clearances are too large. Excessive bearing loads overheating and premature damage and failure usually result if operating clearances are too small. If either problem has been experienced on an operating machine, the rehabilitation presents an opportunity to modify the design and correct the deficiency.

6.3.2.5.4 Runner seals clearance deficiency

The runner wearing rings or faces at the seals shall have adequate clearance to avoid contact with the fixed parts and shall be attached in such a manner as to avoid hydraulically induced vibrations or centrifugally induced separation of the rotating seal ring. A climate of high energy values can push the manufacturer and the owner to reduce runner seal clearances to obtain efficiency gains during rehabilitation. Prudence should be applied to avoid going below a safe minimum for the most critical steady state and transient operating conditions. Such gains may be achieved with a modified seal design without reduced seal clearance. Although momentary local contact in the runner seals at the runaway speed condition may not be catastrophic, full contact (on diameter) would be disastrous.

6.3.2.5.5 Generator imbalance

The generator related vibrations usually are of two types. The first is a mechanical imbalance resulting from the rotor fabrication or its original design or manufacture. The second is related to an unbalanced magnetic force that results from rotor concentricity or circularity errors with respect to the axis of rotation.

6.3.2.5.6 Generating unit misalignment

Excessive shaft misalignment can result in an increase of guide bearing loading resulting in its premature failure. It can also result in abnormal shaft stresses and problems with runner seal clearances and generator air gap. In any major rehabilitation, shaft couplings should be disassembled and a dimensional inspection carried out to determine any need for re-machining.

6.3.2.5.7 Hydraulic instability

Excessive vibration can be related also to a hydraulic instability which can result in an induced resonance and from that, a component failure. The sources of hydraulic instabilities are covered in the Turbine Performance assessment section.

6.3.2.6 Cracks and defects in Pelton runners

6.3.2.6.1 General

The most serious aspect that distinguishes Pelton turbines from all the other types of turbines is the manner in which the buckets of the Pelton runner are loaded. They are exposed to very high flow velocities of the medium, causing wear and abrasion, and the impacts of the jet result in a high number of load cycles (a speed of 500 revolutions/min, 6 nozzles, 1 500 hours per year leads to $2,7 \times 10^8$ cycles per year).

Pelton turbines with their characteristic high head are often used in mountainous regions where, small but very hard and very abrasive particles are found in suspension in the water from glacier melt. These particles are difficult to remove in de-silting stilling basins because of their small size and low mass.

The areas in the bucket which shall be investigated thoroughly are shown at A and B in Figure 2. The first area A, in the bucket root, is subjected to high stresses, notably from steady state centrifugal stresses and from dynamic bending stresses, and therefore defects on the surface or slightly below it, will be the points of origin for cracks. The second area B, at the entrance edge on the splitter and in the cut-out, is also subject to high stresses because the wall thickness is small in addition to being subjected to erosion. In both areas, defects from the method of fabrication which are not always detected and removed in the workshop are possible.

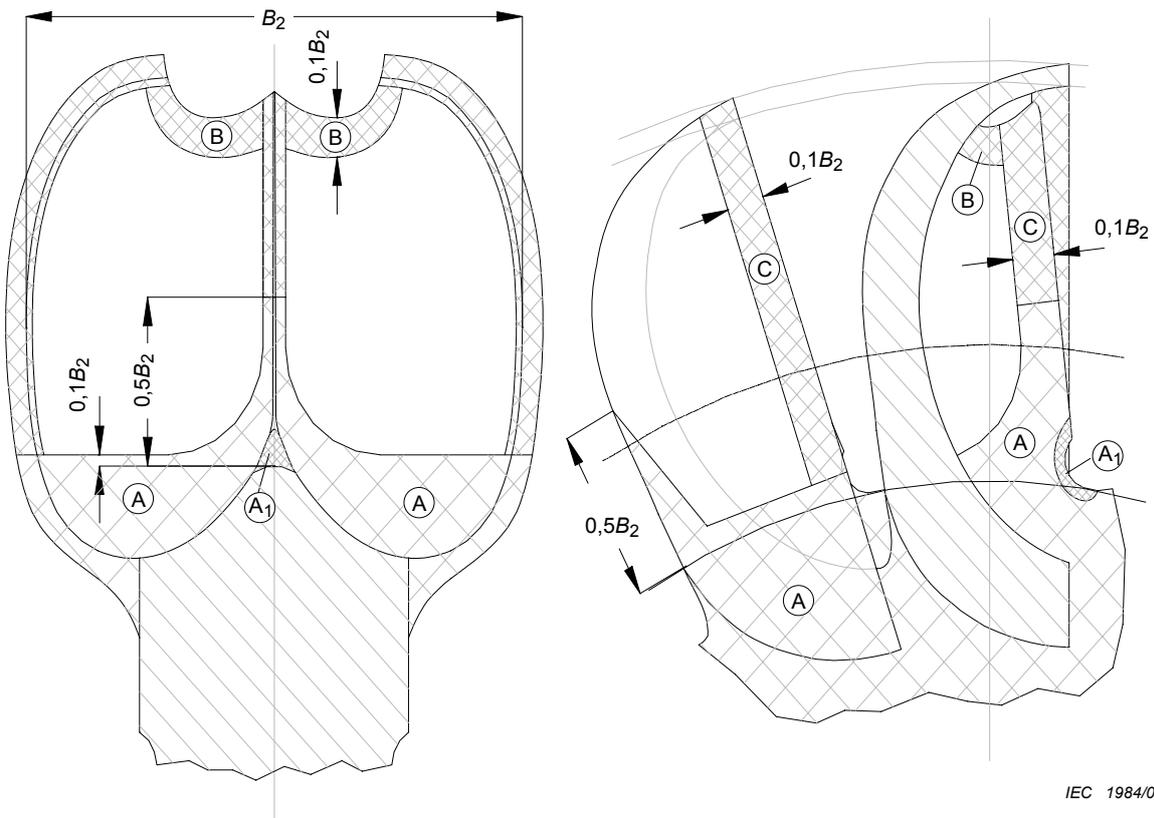


Figure 2 – Critical zones for cracks “A” and “B” in Pelton runner buckets

6.3.2.6.2 Determination of the condition of Pelton runners and consequent failure risk

Repair welds, even if they are small, have an influence on the structure of the component which may prove to be detrimental. For a successful repair, it is necessary to collect as much data as possible, starting with the manufacture of the turbine and including all previous repairs. The influence of the machining process (grinding, milling, etc) is small and can be neglected.

The determination of extent of abrasion can be done with the aid of templates. Whenever possible, measurements of the buckets on a NC-machine are useful. A comparison between effective residual and designed contours shall be done and the remaining cross-sections determined to calculate and evaluate the consequent stresses.

For any weld repair which involves post weld heat treatment, the temperatures proposed shall be carefully chosen to avoid detrimental effects on the physical properties of the base material and to minimize distortions. Any heat treatment will involve distortions and the repair procedure shall provide for re-machining where necessary.

6.3.2.6.3 Other aspects of the Pelton turbine

There are problems on occasion with the tailwater channel if the tailwater level is too high or the aeration of the turbine housing and the outflow channel are inadequate. This will be true if the water level in the tailwater basin or river has increased, if the flow passages are blocked by sediments, if there are changes in the building structure or if the turbine maximum discharge has been increased without appropriate modifications to the capacity of the tailwater system.

An increase in the aeration of the turbine runner pit may be achieved by boring additional openings in the turbine housing, which then are connected by suitable piping to an atmospheric air source exempt from unwanted noise effects.

6.3.3 Residual life

The useful life of a component is influenced by many factors including the design, the materials used, the manufacturing methods, past and future operating conditions and effected maintenance.

It is theoretically possible to calculate the residual life of a component by fracture mechanics theory, but the application of this method requires the evaluation of many parameters such as material properties, location, shape and dimensions of a defect, precise loading and local stresses in the component, and the characteristics of the loads applied including the amplitudes and number of cycles for dynamic conditions. Much of this data is very difficult if not impossible to establish with precision for most of the turbine existing components.

It is possible to evaluate the residual life of many components with a reasonable level of confidence solely by inspection, informed engineering judgment and comparison with components that were built with the same technology in terms of design and materials and which have been operated under similar conditions for many years. This statement applies as long as local significant manufacturing defects are not of concern.

It is usually possible to establish why a component has deteriorated or has failed and this information is important input for predicting remaining life of similar components or for modifying the design of the failed component.

In order to establish the residual life of a component, it is important to identify signs of deterioration such as cracks, serious corrosion damage, abnormal noise, change in vibration amplitude or frequency, changes in temperature and pressure, and abnormal leakage. A number of references are available in the industry to assist owners in monitoring and judging the current condition of their equipment (for example, the Canadian Electricity Association Guide for Erection Tolerances and Shaft System Alignment). It is also important to regularly review the results of maintenance interventions and the effects of any abnormal operating conditions which may sometimes occur to predict the approach of the “end of useful life” of a component. Regular condition assessment of the equipment is a necessary input to any evaluation.

6.3.4 Turbine performance assessment

6.3.4.1 General

The most important performance factors to be considered for a rehabilitation project are certainly a potential capacity (or power) increase, a potential efficiency increase, a reduction of cavitation erosion and an improvement in hydraulic stability. One should begin by evaluating, as accurately as possible, the potential performance gains one might expect from a new turbine with similar characteristics. The extent to which the performance of an existing (old) turbine can be improved is dependant on the type and the age of the unit. A rough assessment of potential gains is provided in the following subclauses. These data are based on a large number of turbine makes and sizes and should only be used for a first phase evaluation of gains in performance which one may expect to achieve by rehabilitating a given unit.

In specific cases, for example where a frequency change is being made on the generator, it is required to make a speed change on the turbine. This can be advantageous for the turbine performance if the runner is to be replaced. The technology is available at the time of publication of this Guide, to build into the rehabilitated machine a “variable speed” capability. Such a feature can be particularly advantageous for reversible pump-turbines, and for turbines and storage pumps operating under highly variable conditions of specific hydraulic energy (head). Changing the speed at a given site or using variable speed technology brings with it, the obligation to carefully study, the potential impact of the modified exciting frequencies of the hydraulic machine on a potential resonance with the overall conduit system.

Notwithstanding the aspect of improved performance which one might seek, the owner’s first priority will always be to have a generating station which has the highest possible reliability and availability. It will not benefit the owner to gain marginally in unit maximum output or in efficiency if the changes made to the unit result in a reduction of its reliability or availability. The following subclauses deal with the four main considerations in performance assessment.

6.3.4.2 Power increase

Based upon information collected from plant operating records over time, or determined by a carefully executed power-gate test or still better, by an index test corrected to rated hydraulic conditions, one may establish if there is evidence of serious power output degradation.. For example, a decrease in excess of (4 to 6) % in power output at full guide vane opening at rated hydraulic conditions should immediately lead to further investigation of the condition of the hydraulic surfaces of the turbine and of the related water passages. If time and conditions permit and the size of the unit justifies it, a professionally executed field test to determine the current performance of the turbine may be done. If the runner is more than 25 years old and it is evident for mechanical reasons that one has to intervene on a unit to maintain it in operating condition and that it has to be dismantled to be repaired, it is often economically justifiable to install a new turbine runner and possibly to modify other components to achieve improved performance.

What the economic solution is for a given plant in regard to maximum output depends on many factors including:

- the original design and condition of the mechanical components in the drive train;
- the maximum available discharge (this may have an environmental or other contractual consideration);
- the generator capacity (active power – MW);
- turbine setting with respect to tailwater level;
- type and characteristics of the draft tube;
- tail water level evolution vs. total discharge in tailrace channel;
- head losses in inlet conduits.

The mechanical design of the shafts, couplings, rotor spiders, stator soleplates, (the drive train) in older units are usually capable of accepting some increase in the maximum output of a unit with little or no modifications. In some cases, only minor modifications are required. The precise amount of any power increase can, be determined only after verifying all of the potential impacts and evaluating all cases where such action will give rise to higher stresses than were envisaged by the original designer.

Historically, power increases of between 10 % and 20 % are common since many old units already gave a full guide vane opening power which exceeded the nominal or “rated” value by 10 % to 15 % under the rated net head. This was typical in the days before computational fluid dynamics (CFD) and numerical control (NC) machining.

In addition, generators built before about 1965, had class B asphalt/mica type insulation systems on the stator windings which required a ground-wall insulation thickness much greater than the modern epoxy/mica based class F systems. This fact will allow a generator thermal capacity increase of between (20 and 30) % by simply installing a new stator winding. The Hoover Dam Generating Station in the United States is an example of what can be achieved in the realm of rehabilitation and performance improvement when all conditions; hydraulic, electrical and mechanical and the market, are favourable.

The Hoover Dam Generating Station Units N1-4 underwent two rehabilitation projects in 1968 and 1986. The results presented by the owner are shown on Figure 3. But not all hydroelectric sites will provide the opportunities for increased power achieved at Hoover Dam (over 50 %). The interval between upgrades at that plant is also much shorter than is economically justifiable in most market circumstances.

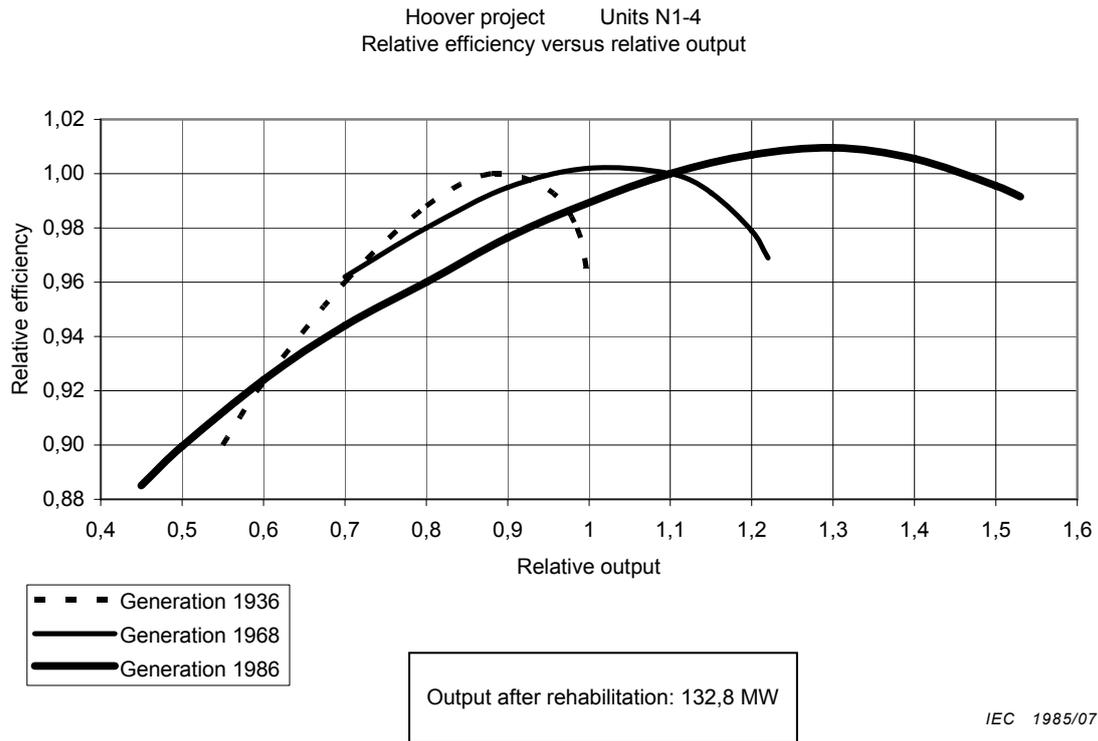


Figure 3 – Relative efficiency versus relative output – Original and new runners

Note that in the case of Hoover Dam, the peak efficiency increase was a relatively modest 1 % because a much higher discharge is being passed through the original water passages resulting in losses which partially offset the efficiency gained by new runner profiles.

In other cases, it is possible to increase the speed and power of the turbine by supplying a new generator and this can be justified economically if the increase in the maximum output of the units is large enough. The Outardes 3 turbine and generator rehabilitation project in Canada, Figure 4, is a good example of what can be achieved where the power increase of 44 % was accompanied by a more than 3 % increase in turbine peak efficiency. The original unit was commissioned in 1968 and the turbine rehabilitated and the generator replaced in 2003. The hydraulic losses in the power conduit outside the turbine will have increased for all conditions of operation above the original maximum power and these shall be evaluated in the calculation of the net benefits.

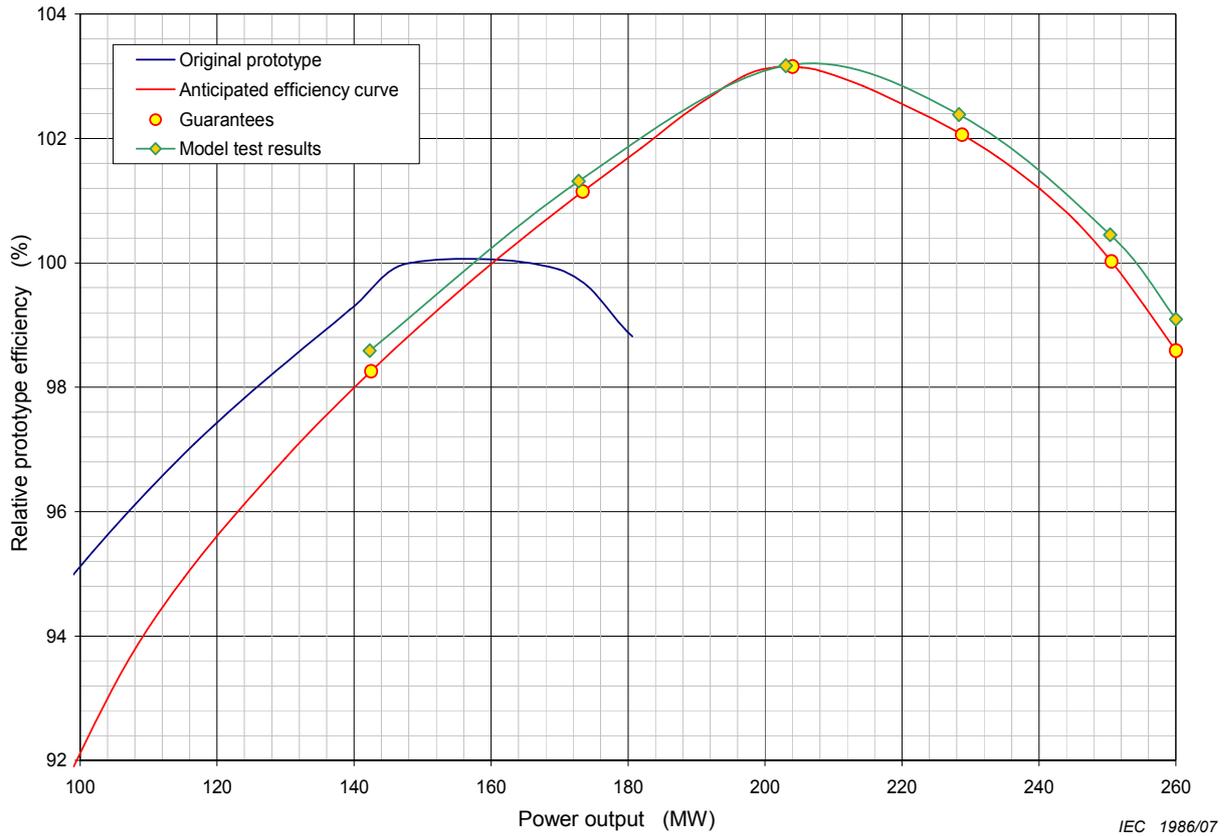


Figure 4 – Relative efficiency versus output – Original and new runners – Outardes 3 generating station

6.3.4.3 Efficiency improvements

6.3.4.3.1 Unit assessment

The first step in assessing potential efficiency improvement is to determine the performance of the turbine in its current state. The second is to see what the manufacturers can offer in the way of improved performance. These are essential to allow one to determine the performance improvement potential and from it, the potential benefits (annual revenue increase).

The turbine efficiency of the existing unit should be determined in accordance with IEC 60041.

Figure 5 is a plot of loss distribution at peak efficiency against specific speed $Nq = N \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$

for a wide range of model Francis turbines in 2005. The left ordinate of the graph is the “per unit” peak hydraulic efficiency while the right ordinate is the “per unit” hydraulic losses. This plot gives a good idea of what one may expect in the way of performance for a totally new unit at that point in time. One shall keep in mind however that it is seldom practicable to rehabilitate an old turbine and to achieve the efficiency of a new turbine for the same hydraulic conditions and size. One can see from this plot that the turbine runner is the single most important component contributing to hydraulic losses. The distributor including the stay ring and guide vanes is the second most important part of the turbine, while for turbines of low specific hydraulic energy, the draft tube is also very significant.

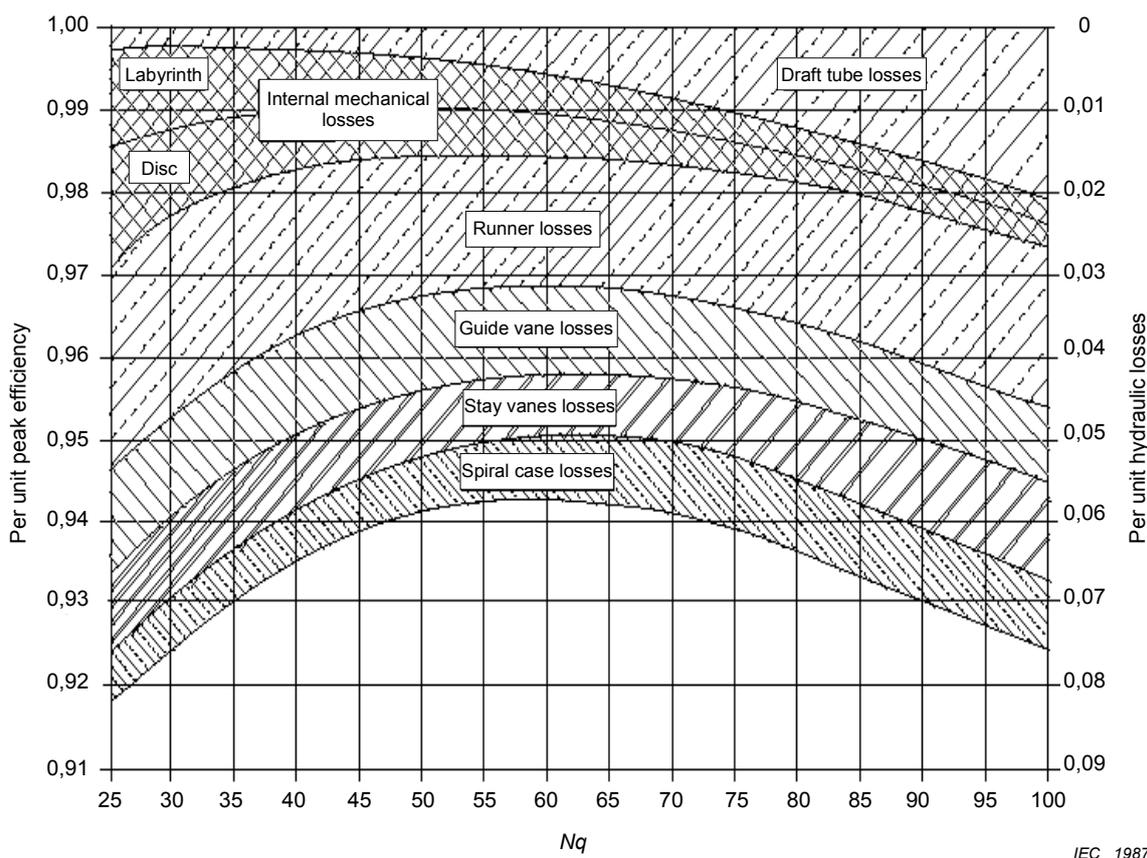


Figure 5 – Efficiency and distribution of losses versus specific speed for Francis turbines (model) in 2005

Significant performance degradation may be obvious from a carefully conducted recent power gate test, or index test, by comparing the results against reliable earlier tests.

For small units, this approach along with a careful unit inspection including measured runner seal clearances, wicket gate clearances and careful recording of all water passage damage, may be a sufficient basis for an evaluation by a qualified consultant or manufacturer, of the potential for efficiency improvement which may be achieved either by modification of the existing runner or by replacement of the runner with a new design. This exercise would assess all possible gains from improvements to the distributor, stay ring, spiral case and draft tube.

The comparison between recent test results and the original commissioning test results, as long as one has confidence in the earlier tests, always gives the best information to establish if degradation of turbine performance has taken place. The most recent test will serve as a benchmark for evaluating future performance improvements.

Because of the nature and cost of efficiency tests, the selection of the appropriate type of tests to be performed requires careful consideration based on the value of the project, the potential energy gains and the consequences of not meeting them completely. The options include the following:

- Field tests (a before and after test on the rehabilitated unit):
 - power/gate test under controlled hydraulic conditions;
 - index (relative efficiency) test under controlled hydraulic conditions;

- absolute efficiency test (IEC 60041).
- Model tests (on a new model of the existing design and a new model of the new design).
- CFD analysis with or without verification by model testing. An economic analysis is required to determine the economic combination of studies and testing in this case.

These options are further elaborated upon in this Guide. Presented hereunder is a brief review showing typical efficiency gains (or loss reductions) attainable in old turbines.

Data is provided here below concerning the improvement in turbine efficiency which may be anticipated, depending upon the age of the unit and the date of the proposed changes. Note that the information provided concerning potential runner profile gains (Table 24) is for new machines in each era. A certain percentage of the apparent gain indicated is sometimes not achieved in rehabilitation because of the limited ability of the supplier to modify or totally rehabilitate economically, water passage components outside the runner itself. It shall be appreciated that the values given are averages for an era and, as has been indicated elsewhere in this guide, all hydroelectric generating stations are particular cases which shall be ultimately studied on their own merits.

Any new runner shall be compatible with the other water passage components of the turbine, failing which the anticipated efficiency gains may not be achieved. In extreme cases, the new runner may have a lower efficiency than the old one.

6.3.4.3.2 Runner improvements

Table 24 is a compilation of the weighted and peak efficiency gains versus turbine vintage for runner profile modification only. These efficiency gains are determined by the difference of Francis turbine efficiency between new replacement runner and original runner only, with no other modification. The slightly better gains in weighted efficiency reflect the fact that the manufacturers have achieved not only an improvement in level of the efficiency curve but in its flatter shape (proportionately more improvement in the “off peak” regions than at the best efficiency point). Efficiency gains due to modifying other water passage components are dealt with separately. The efficiency gains are approximate values only, to be used in performing a preliminary feasibility study. For a detailed feasibility study, turbine manufacturers should be contacted to obtain specific values of potential efficiency improvement for the unit in question and for the proposed scope alternatives.

**Table 24 – Francis turbine potential efficiency improvement (%)
for runner profile modifications only**

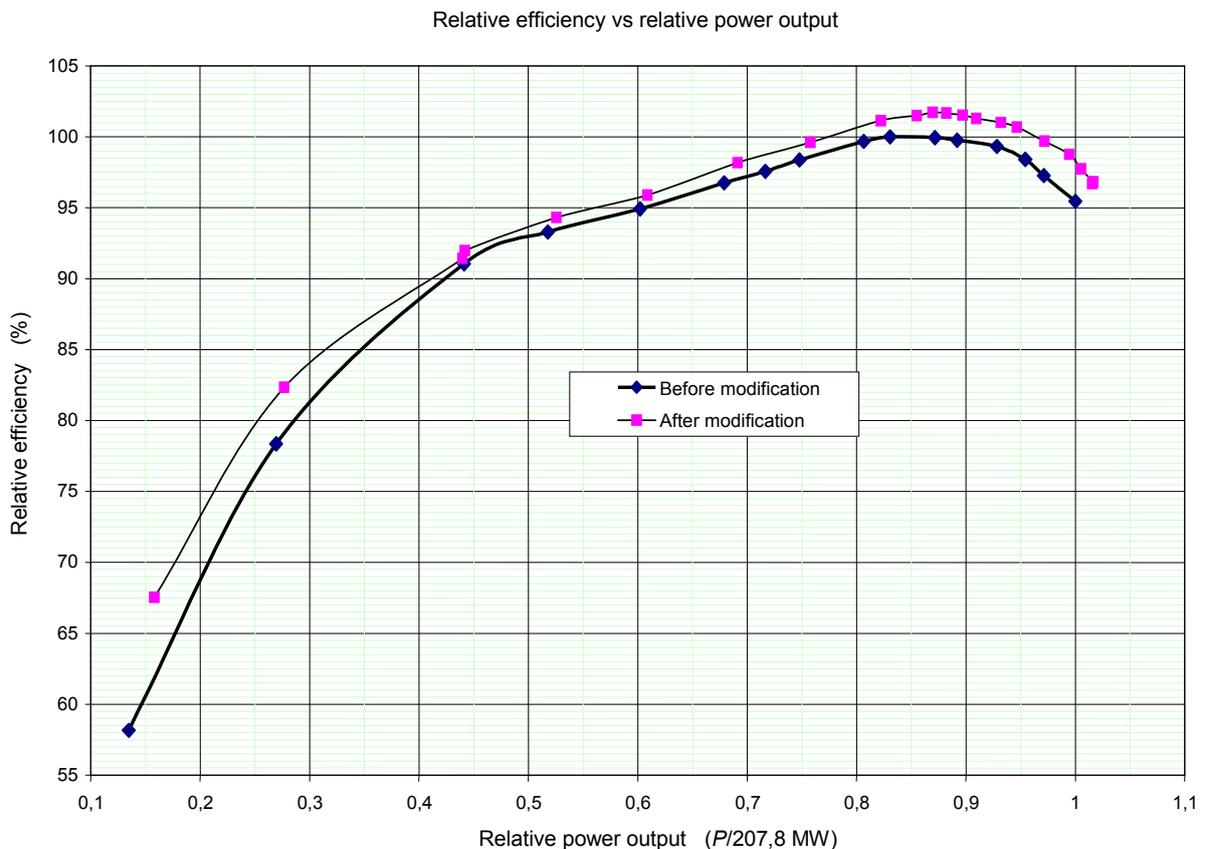
Francis Turbine Age (Years-period ending in 2000)					
60 years		40 years		20 years	
Peak	Weighted	Peak	Weighted	Peak	Weighted
2,2	2,7	1,0	1,3	0,5	0,7

NOTE This information was compiled by Rousseau Sauvé Warren Inc.(RSW) during its work on the IEA guide. The values in the above table come from its own experience and from the response to an RSW questionnaire by a major international turbine manufacturer during the IEA mandate.

When a runner is being replaced, the manufacturers have the option to consider the potential benefits of changing the number of runner blades. All other things being equal, an increase in the number of runner blades affords the manufacturer the possibility of reducing the pressure differential across a given blade and improving the cavitation performance for a given maximum power. With an accompanying profile change, which is usual, one can expect to achieve an increase in maximum power. Any change in number of blades shall be done with due consideration for the dynamic interplay between the turbine distributor and the runner itself. Unsteady flow analyses may be justified, particularly in the case of plants with high specific hydraulic energy and close proximity between the trailing edges of the guide vanes and the leading edges of the runner blades.

Total runner blade area, which means blade length for a given distributor height, is another variable to consider when increased power is being sought. Overlapping of the runner band on the discharge ring or on the top of the draft tube liner and moving downstream the junction of the runner blades with the runner crown can be done only with due regard for the influence of this on the venting of the runner seal leakages to the draft tube since such changes affect the static pressures downstream of the upper and lower runner seals. Pressure changes can result in resonant vibrations.

Substantial gains can also be obtained in some cases through minor modifications to the blade profiles without replacing the runner. Figure 6 shows the increase in efficiency obtained on the La Grande-3 turbine runner, in Quebec, Canada, (commissioned in 1982) by slightly cutting back the blades at the outlet. This modification was carried out only after an extensive CFD analysis of the flow through the turbine.



IEC 1988/07

Figure 6 – Relative efficiency gain following modification of the blades on the La Grande 3 runner, in Quebec, Canada

In addition to the gains from a new hydraulic profile of the blades, some additional efficiency gains may be achieved through reduction of runner hydraulic friction losses both in the water passages and outside the band and crown (disk friction) and reduction of the runner seal gap loss (leakage discharge).

The magnitude of the potential gain in going from very rough to smooth surfaces in the water passages themselves and in the adjacent chambers could be anywhere between 0,2 % and 2 % depending on the current condition of the old runner.

Work is currently being done by IEC TC 4 leading to a more accurate prediction of the model to prototype efficiency step-up taking differential roughness into account. It might be possible to use an extension of this work in the future to estimate losses arising from gross roughness in old machines. As a first approximation, the maximum potential gain for improvement of surface condition may be assumed to be 2 % for 60 years, 1,5 % for 40 years and 1 % for 20 years since it may be assumed that most types of attack on the original surface condition of a runner are related to the duration of service. These gains would not be attainable if the original runner material was stainless steel and particle erosion is not a factor. During a Phase 1 Rehabilitation Study, one may assume gains from this source to be 1 % for 60 years, 0,50 % for 40 years and 0,25 % for 20 years. For any later phases of a rehabilitation study, it is recommended to seek expertise from manufacturers or qualified hydraulic laboratories to get a better assessment of the potential gains from improvement of surface condition in and around the runner.

The runner “disk friction” losses are influenced by the clearance with respect to the adjacent fixed components, the rotational speed and degree of surface roughness on both the rotating and fixed parts. If any of these parameters can be improved, a loss reduction may be achieved. Modifications may include a reduction of the clearance between the runner crown and headcover, the addition of an anti-circulation plate between the runner crown and headcover or a reduction of the surface roughness of the components involved (headcover, runner crown and band and discharge ring),.

The runner seal gap losses increase with any increase of the seal clearances caused by erosion, cavitation and on occasion, wear due to contact. Re-establishing the original clearances or using a more effective seal design such as a multi-segment labyrinth in the place of a straight cylindrical seal, may contribute to loss reduction. The seal design may be re-analysed to determine the optimal theoretical clearance, but this shall be compared against a minimum safe clearance taking into account the following mechanical considerations:

- deflection of the headcover and bottom ring or discharge ring as a result of the pressure loads and the reaction loads from guide vanes;
- machining tolerances on the runner and on the adjacent fixed wearing rings;
- runout of shaft system within the bearing clearances which leads to runout of the runner in the seals;
- radial deflections of the runner components (mainly the band) during normal loading conditions and at runaway;
- turbine bearing support deflections including those resulting from occasional unequal loading from the servomotors when the forces acting on the operating ring are unbalanced.

The runner seal design and gaps impact leakage discharge and thereby the axial thrust on the turbine. An increase in axial thrust will result in higher losses in the thrust bearing, so it may be beneficial to consider the addition of an anti-circulation plate in the headcover to restrict the recirculation of leakage water from the outer crown seal thereby reducing the pressure load on the runner crown. Consideration should also be given to the ratio of balancing-hole area in the runner crown or balancing pipe area versus the upper seal clearance area. The balancing system transmits the upper runner seal leakage to the draft tube. A ratio of at least 5 to 1 is typical.

Table 25 provides an indication of potential efficiency improvement which may be expected solely from restoration or design modification of Francis runner seals and this is usually from restoration of the original runner seal clearances. The range of potential gains shown takes into account a wide range of cases of seal damage including serious particle erosion and serious wear. The table should be used with some foreknowledge of the particular case as indicated below and only for first approximations of a potential gain from the rehabilitation or design change of the seals themselves.

These efficiency improvements are determined as the difference between redesigned runner seals and the original worn runner seals only, in conjunction with a new replacement runner or a rehabilitated runner and no other modification. These efficiency improvements are approximate values only to be used in performing a preliminary feasibility study. The runner seal losses are not constant across the range of specific speeds (heads) as demonstrated in Figure 5. For low specific speed turbines, losses in worn seals could be much greater than on high specific speed turbines due to the very different pressure gradients across the seals.

Table 25 – Potential impact of design and condition of runner seals on Francis turbine efficiency with new replacement runner or rehabilitated runner (%)

Runner seal component	Modification or replacement
Crown	0,2 to 2,0*
Band	0,2 to 2,0*
*Highly dependent on state of wear of existing seals and on specific speed of the turbine.	

If we set aside the particular cases of very bad runner seal wear due to particles transported in the flow, we can say that for a first approximation, the potential gain from repairing and improving the runner seals could be of the order of 0,5 % for each of the crown and band seals such that the potential gain for the runner replacement, again as a first approximation, could be taken as the values in Table 24 plus 1,0 % for a 60 year old turbine, 0,75 % for a forty year old turbine and 0,5 % for a 20 year old turbine.

Table 26 below shows the total gain which might be anticipated therefore for preliminary studies for a Francis runner replacement taking all aspects into account including profile improvements, rehabilitation of the seals and restoration of the surface finish on the blades crown and band of the water passages and on the runner external surfaces.

Table 26 – Potential total gain in efficiency from the replacement of a Francis turbine runner including the blade profile improvements, the restoration of surface condition and the reduction of seal losses

Francis turbine potential runner efficiency gains (Period ending in 2000)			
Age of unit	60 years	40 years	20 years
Profile improvements	2,2 %	1,0 %	0,5 %
Restoration of surface condition	1,0 %	0,5 %	0,25 %
Reduction of seal losses	1,0 %	0,75 %	0,5 %
Total approximate potential gain	4,2 %	2,25 %	1,25 %

The values of Table 26 are for the case involving Francis runner replacement. Efficiency gains can sometimes be made by modifying the existing runner blades as indicated in Figure 6 without replacing the runner. However, the total potential gains may be expected to be less than the values indicated in Table 26.

Additional potential gains in performance from modification of other turbine components are discussed in the following Subclauses.

6.3.4.3.3 Improvements to other turbine components

Table 27 is a compilation of potential additional efficiency improvements by rehabilitation or replacement of other water passage components for a turbine vintage of (50 to 60) years. The potential efficiency improvements shown are from two possible sources; the improvement of the surface finish and modification or replacement of the component. The replacement or not of the turbine runner is not considered here in evaluating these potential gains. However, most studies involve runner replacement as a first option. Runner replacement has normally a high impact on turbine performance and the runner itself has usually a shorter useful life than the rest of the turbine. The potential efficiency improvements presented here are approximate values to be used in performing a preliminary feasibility study. For a detailed feasibility study, turbine manufacturers should be contacted to obtain specific values of potential additional efficiency improvement for the unit being studied.

Table 27 – Potential Additional Efficiency Improvement by Rehabilitation/Replacement of Other Water Passage Components on a Francis Turbine (%)

Water passage component	Surface finish improvements	Modification or replacement
Spiral Case	0,3	
Stay Ring	0,2	0,1 to 2,0
Guide Vanes	0,2 to 1,0**	0,2 to 1,0**
Draft Tube	0,3	0,3 to 1,0*
*Highly dependent on form of original draft tube and plant specific hydraulic energy (head). In extreme cases, could be as high as 2,0 %.		
**In extreme cases, this improvement has been found to be as high as 2,0 %.		

Since modifying the spiral case or its replacement for loss reduction is out of the question for all plants where it is embedded in concrete, the only remedial action is the improvement of the surface finish which shall be the subject of a benefit/cost analysis.

The stay ring cannot be replaced easily and this is seldom done, but its form can be more easily modified for loss reduction. The potential efficiency improvement from a stay ring modification can be determined by means of CFD analysis and confirmed by model testing, though an economic analysis is required to determine its feasibility. The turbine manufacturer can perform this CFD analysis. This analysis may demonstrate it to be feasible to modify the stay vanes to reduce losses. The stay ring is a very important structural component and therefore, careful structural analysis is required before any modifications are done. Modifications to the shrouds are sometimes considered to improve the flow from the spiral case to the stay ring by the addition of parallel shroud plates. For example a classic non-Piguet stay ring (with converging shroud plates) can be converted to the Piguet type stay ring having parallel shroud plates for a case where a significant increase in maximum discharge is contemplated. Modifications to the inflow edge profile and angle of the stay vanes may also be considered. The degradation of the surface finish will also have resulted in an increase of losses and the improvement of the surface condition of the stay vanes and shrouds may prove to be advantageous.

Apart from the turbine runner itself, the guide vanes are the next most likely component to present an economic possibility for performance improvement by replacement. Use of higher strength material for the guide vanes can permit reducing the thickness of the guide vane body and improving its hydraulic shape. Provided the new guide vanes use the same trunnion diameters, a change of guide vanes represents no significant modification to either the headcover or bottom ring. It should be noted however, that in addition to a change of the shape of the guide vane itself, additional maximum opening angle may be required to achieve an increase in maximum power and this will require a detailed review of guide vane hydraulic torque and the stroke and capacity of the servomotors.

The degradation of the surface finish of the guide vanes will also result in an increase of losses and, if they are to be retained, the improvement of their surface finish will contribute to loss reduction.

The contribution of the draft tube to total turbine losses is highly variable and site dependent and not always predominately related to "vintage" (see Figure 5). CFD analysis is essential to determine potential improvements and an economic analysis is required to determine the feasibility of any proposed changes. The degradation of the surface finish of the draft tube will also result in an increase of losses although this effect is usually secondary to poor draft tube design especially in very old machines.

Modifications for performance improvement may be limited to the areas involving the mechanical components alone but they may involve, if economically justified, substantial modifications to the concrete draft tube profiles. As indicated above, for best results, detailed drawings of the complete existing equipment including the draft tube and any existing flow improvement devices shall be made available to the contractors being considered to quote on any rehabilitation project.

Relatively minor concrete modifications are sometimes possible to improve the velocity profile of some of the earlier elbow draft tube designs allowing substantial performance gains at high discharge.

Figure 7a presents a plot of points showing gains attained for varying degrees of intervention on Francis type turbines. The points between 1908 and 1955 are from Japanese experience and are based mainly on before and after rehabilitation efficiency tests using a number of different methods. The points between 1978 and 1998 are from European and North American cases and are based on comparative model tests of Francis runners with the old and new hydraulic profiles but with conventional runner seals in comparable condition for the two designs hence represent the potential benefit of the blade number and profile changes only with no gain from surface condition nor from runner seal improvement. On these point plots, a curve is added based upon the assessments described above for runner replacement from the last line of Table 26.

The potential benefits of other component modifications shall also be considered but they are highly dependent on site specific conditions and are rarely considered in a Phase I Feasibility Study for turbine rehabilitation.

The reader should note from Figure 7a that there are many cases where the performance improvements which one might expect from the above data, were not attained and this underlines the importance of having the appropriate expertise devoted to the studies prior to commencement of the rehabilitation work in all cases.

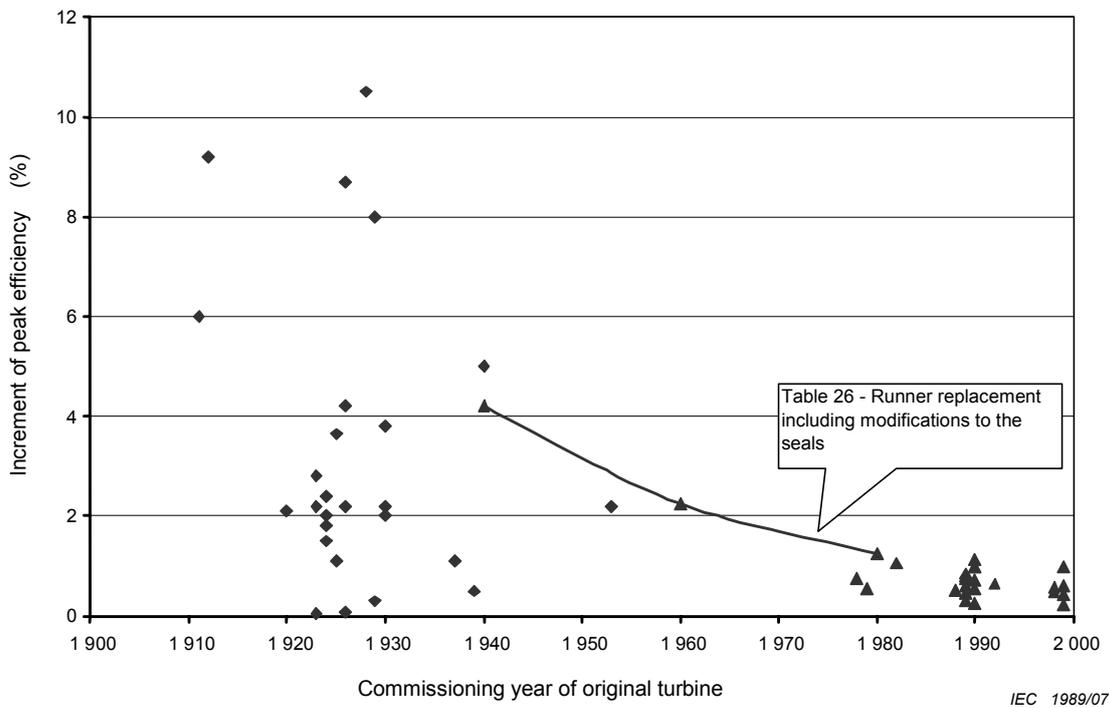


Figure 7a – Potential efficiency improvement for Francis turbine rehabilitation

Figure 7b is a plot based on Swedish experience of potential gains on Kaplan turbines arising from the replacement of the turbine runner and the discharge ring. Some of these rehabilitated machines now have discharge rings which are spherical throughout the zone swept by the runner blades, above and below the blade axis. Such interventions may not be economically justified in all cases where the discharge ring is embedded as it likely was in machines built before 1960. A number of efficiency gain evaluation methods were also involved and the reader shall be aware that each method carries its own inaccuracies.

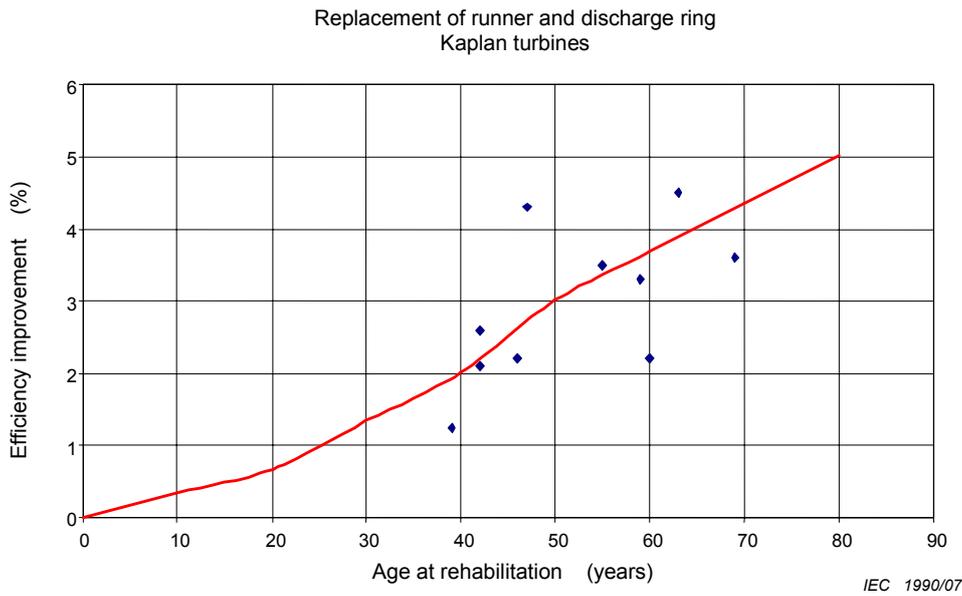


Figure 7b – Potential efficiency improvement for Kaplan turbine rehabilitation

As mentioned above, the deterioration of the surface finish of the components of a turbine can have a significant impact on its efficiency. In the order of potential importance, the components which have an influence are the runner, the guide vanes and the stay ring. Lesser but potentially significant effects result from deterioration of the water passage surfaces of the spiral case and draft tube. Future IEC 62097 provides a method of evaluating the impact of surface finish differences. Its limits of applicability are very strict however, since that publication was developed to permit evaluating the differences between the surface finishes of turbine models with respect to the corresponding prototypes, both in “new” condition (prediction of prototype performance from model tests). Further work is being done by both IEC TC4 and IAHR to extend the range of evaluation of surface roughness effects. Rehabilitation of the surfaces of the runner and guide vanes or their replacement is almost always economically justifiable. Cleaning and painting of the stay ring, surfaces of the headcover and discharge ring exposed to the flow are also usually justified. The cleaning and painting or other resurfacing of the water passages of the spiral case and draft tube may be justified, sometimes for reduction of losses and sometimes to arrest material loss by corrosion/erosion.

6.3.4.4 Cavitation erosion

6.3.4.4.1 Cavitation in reaction turbines

Modern runner designs allow less submergence for cavitation erosion free performance at a given discharge coefficient than do older units. This is due to better pressure distributions, which the use of modern design and testing tools permit the manufacturer to attain (Computational Fluid Dynamics (CFD) and model testing) particularly within the runner. The Thoma coefficient is fixed in an existing plant unless there are changes in hydraulic conditions or downstream channel improvements involved when the rehabilitation of the unit is done. The margin afforded by the new designs may be used by the turbine manufacturer to provide an increase in the maximum power at full guide vane opening (higher discharge coefficient). To the extent that additional discharge is involved and if no downstream channel improvements are done, an increase in the tailwater elevation for maximum discharge and increased plant sigma will result. In addition, the available specific hydraulic energy (net head) at the turbine will be reduced.

Several types of cavitation erosion are typical in Francis and axial flow reaction turbine runners. The first is “leading edge induced erosion” on either the pressure side or the suction side of the blades and can be caused either by design profile errors, poor flow distribution in the runner or by wide variations in the operating specific hydraulic energy or discharge. Manufacturers have learned to better accommodate these in post 1990 designs, although it can still occur. The second is near trailing edge erosion as shown in Figure 8 which may be caused by poor flow distribution giving high local velocities or local profile errors in a low pressure zone. The latter are related almost exclusively to high load operation with marginal downstream submergence (low Thoma coefficient). Figure 8 shows both cavitation erosion within the bounds of the stainless steel overlay and corrosion erosion upstream of the overlay. Axial flow fixed blade propeller and Kaplan turbines can also have cavitation erosion on the suction side of the blades at the periphery and on the adjacent discharge ring from cavitation occurring in the blade tip gap. This latter type is “design” related and is a function of pressure differential from the pressure side to the suction side of the blades all along the periphery, the blade thickness and the peripheral clearance between the blades and the discharge ring. Anti-cavitation lips are sometimes employed to eliminate this problem but, if poorly designed or manufactured, they may, themselves be the source of an erosion problem.

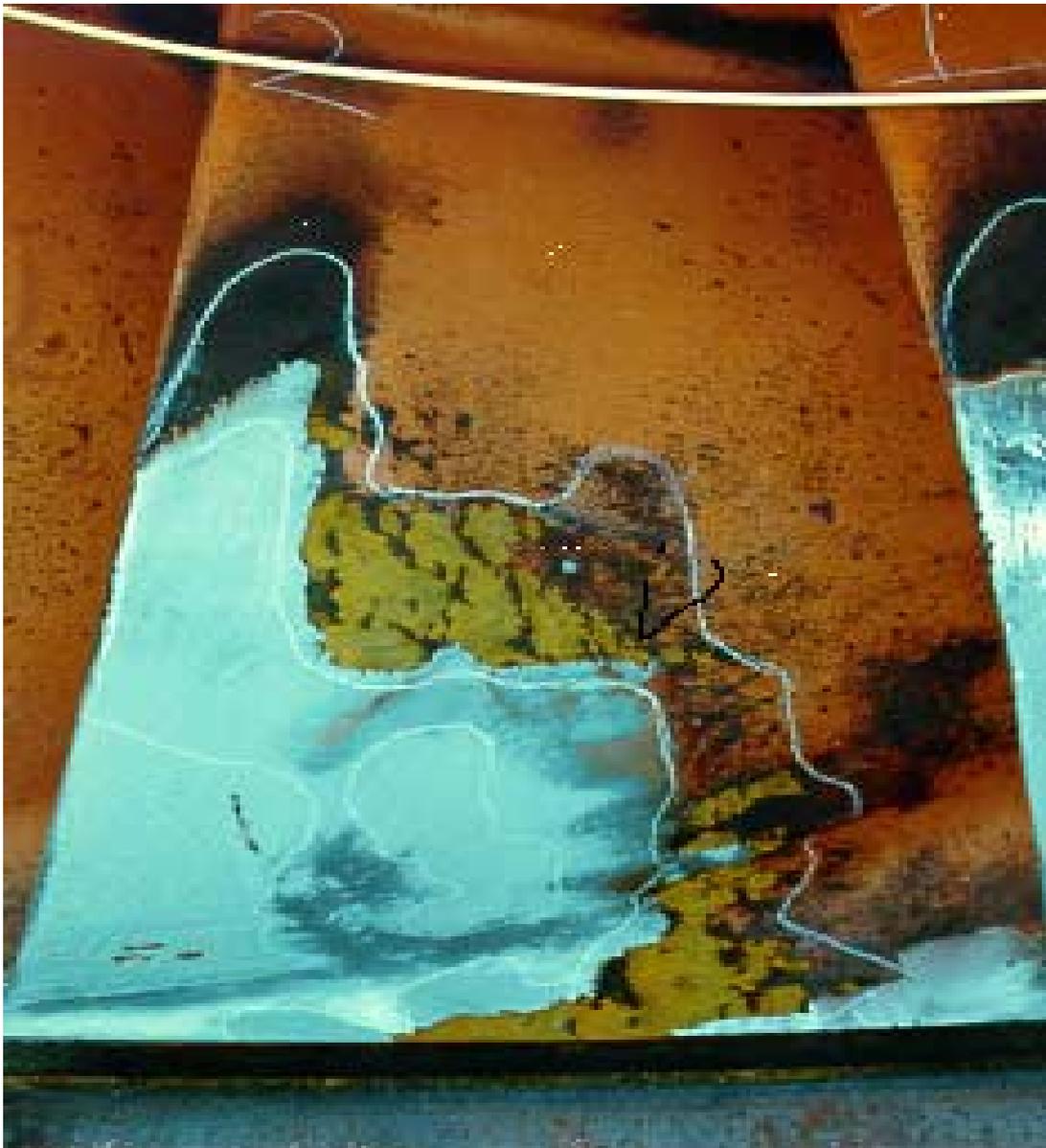


Figure 8 – Cavitation and corrosion-erosion in Francis runner

IEC 1991/07

6.3.4.4.2 Cavitation in Pelton turbines

The entrance edges of the buckets are often damaged by cavitation erosion or by droplet erosion. An example is shown in Figure 9.

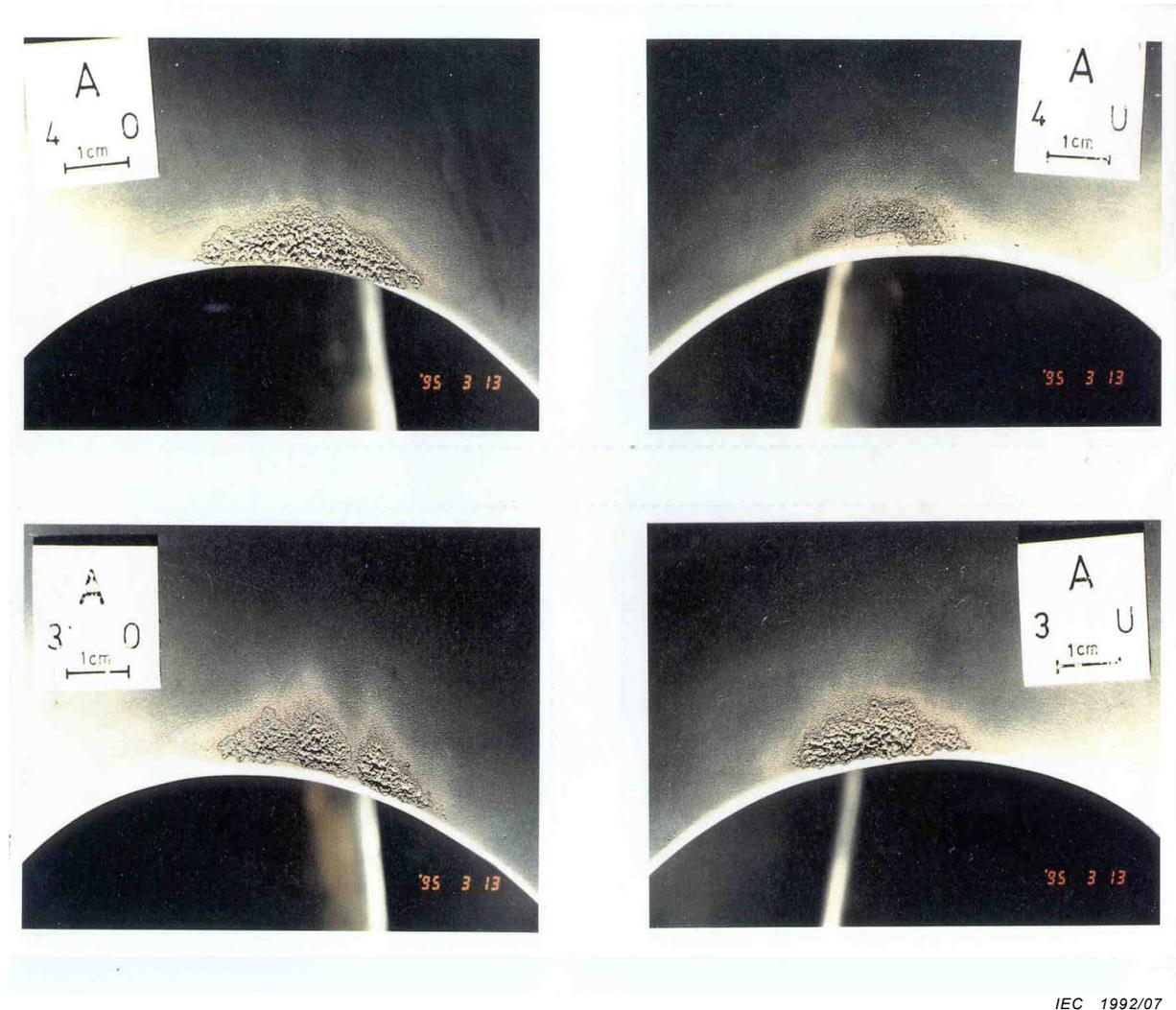


Figure 9 – Back side erosion of the entrance into a Pelton bucket

There are two reasons for this damage:

- low pressure on the backside of the bucket cutout if the profile is not correct;
- droplets with low velocity leave the bucket after the jet of the following injector enters with high velocity; these droplets are driven onto the runner material with sufficient force to erode it. This type of damage is often found in multi-jet turbines in which the time interval between two jets is too short for all the droplets to leave the bucket.

The repair requires welding and thorough re-profiling by grinding and polishing.

6.3.4.4.3 Cavitation in pump-turbines

The exposure of pump-turbines to cavitation erosion is very similar to that of the classic reaction turbines. However, because the profile of the vanes at the outlet and inlet of the impeller/runner is a compromise between that required by the pumping and turbinning modes, there is a greater risk of cavitation erosion in the impeller/runner of the pump-turbine.

Typical cavitation erosion in the turbine mode is shown in Figure 10. This is particularly true for an installation which has a wide range of specific hydraulic energy and for which the demand in the turbine mode covers a wide range of load. Erosion on the pressure side, downstream of the blade inlet in the turbine mode is typical of units required to operate for long periods at speed-no-load or at very low loads. Erosion on the suction side, downstream of the blade inlet in the turbine mode is typical of units required to operate for long periods at very high loads. In the pumping mode, the risk of cavitation erosion on the suction side of the blade, near the entrance, increases as the downstream level diminishes.



IEC 1993/07

Figure 10 – Leading edge cavitation erosion on a Francis pump-turbine caused by extended periods of operation at very low loads

6.3.4.4.4 Possibilities of reducing cavitation erosion in existing hydraulic machines

Modern runner designs are often based on higher strength stainless steel materials which also have higher cavitation erosion resistance than the original materials which were typically cast iron, bronze or mild steel. Modern runner designs are usually manufactured by assembly and welding of digitally-machined separate crown, blades and band while the original runners, prior to about 1975 in most cases, were manufactured using either one piece castings or hand finished castings assembled by welding. The modern approach permits better adherence to the homology between the theoretical design, the model and the prototype, which in turn, makes for more predictable cavitation erosion performance. Small runners, however, may be still manufactured using one piece castings. The homology between model and prototype of these runners will still be adequate so long as a qualified foundry is used. These foundries have developed techniques over the years which will ensure an acceptable level of precision for small units. Careful hand finishing is equally important in these cases.

Modern runner designs with all their attributes with respect to freedom from cavitation erosion by design and protection against cavitation erosion by the choice of more resistant materials should be nevertheless operated within the design range of specific hydraulic energy (head), power and submergence. Failure to comply with these contractual criteria could subject the new runner to cavitation erosion which may be avoidable and could void the manufacturer's guarantee. The keys to the longevity of the runner are strict operating rules and respect for them, regular inspections and timely, carefully controlled weld repair and surface grinding of any cavitation damage which does occur. Repairs of cavitation erosion damage should be made with erosion resistant electrodes using templates to re-establish or maintain the design blade profile.

As indicated in Clause 8, the use of IEC 60609 is recommended as a basis for the contract terms regarding cavitation erosion performance. The runner should not be the only component which is governed by the cavitation guarantees. Adjacent components such as the distributor, discharge rings and draft tube liners should be included in the guarantee coverage.

6.3.4.4.5 Experience with special overlay materials

Special overlay materials for enhanced cavitation erosion resistance should be considered when model testing observations indicate that an area of the runner will be subjected to cavitation within or even slightly beyond the design operating range and the manufacturer cannot eliminate this cavitation by further development efforts within the contract schedule. Another circumstance for the use of high cavitation resistant welding electrodes is when the new prototype runner has unexpected recurring cavitation erosion damage. Application of such materials necessitates the use of carefully controlled welding procedures.

6.3.4.5 Suspended particle erosion

6.3.4.5.1 Exposed components

The flow through turbines carrying suspended sediments can result in erosion on the water passage components exposed to high velocities. Severe erosion (see Figure 11) can result in substantial production losses due to the need for frequent repair welding or frequent component replacement. The key parameters governing the severity of erosion damage are sediment concentration, the density, hardness and shape of sediments and flow velocity. The flow velocity parameter divides the turbine into two areas which are subject to varying degrees of particle erosion: the components with low velocities such as spiral case and draft tube liner and those with high velocities or sudden flow directional changes such as the stay ring (particularly the stay vanes), guide vanes, headcover, bottom ring, discharge ring, runner and rotating wearing rings. Typically for Francis turbines, the worst erosion occurs in the runner, runner wearing rings, guide vane body extremities (surfaces adjacent to the headcover and bottom ring), headcover (particularly the stationary wearing ring), and bottom ring (particularly the stationary wearing ring).



IEC 1994/07

Figure 11 – Severe particle erosion damage in a Francis runner

6.3.4.5.2 Causes and effects of suspended particle erosion

The causes of suspended particle erosion are as follows:

- Particle size increase will result in a corresponding increase in erosion rate up to a size threshold beyond which wear rate stabilizes. For velocities of 130 m/s and less, the particle size seems to have little or no impact. This covers all components of all reaction turbines and pump-turbines.
- The relative particle and base material hardness affect the erosion rate. A particle hardness equal to or greater than the base material hardness results in high erosion rates. Conversely when the base material hardness exceeds the particle hardness, the erosion rate is low.
- The particle shape has high impact on erosion rate with sharp-edged angular particles being the worst.
- The erosion rate will exponentially increase with impact velocity and the value of the exponent is a function of the base material elasticity. A high modulus material such as steel will have a higher exponent than a material with a lower modulus such as rubber.
- The impact angle will affect the type of erosion. A low impact angle and a sharp particle will literally cut away the base material; a high impact angle leads to fatigue failure of the base material whereby pieces are broken off by a hammering effect.

- Particle concentration and particle distribution have an important impact on the erosion rate.

The effects of the two erosion types (cutting and impact fatigue) can be observed in the components. For example, the erosion wear of the adjacent surfaces between the guide vane, headcover and bottom ring is the result of the cutting type of erosion due to the high velocity and low impact angle when the guide vanes are closed or at low openings. This will reduce the performance of the turbine and the increased clearances between these components will result in a higher torque being applied to the runner during a shutdown sequence. The impact fatigue type erosion occurs on the leading edge of runner blades, guide vanes or stay vanes. No matter what the type of erosion, it will reduce the structural integrity of the components by metal removal, alter the profile of the component and reduce the hydraulic machine performance. In the case of the runner, increased seal clearances will result in an increase in flow through the seals contributing also to a reduction in the performance of the turbine. Increased clearances at the seals may also result in higher hydraulic thrust loads. Erosion due to suspended particles and cavitation erosion will tend to accentuate one another. Damage due to cavitation erosion will lead to more vortices resulting in an increased erosion damage rate.

6.3.4.5.3 Experience with methods used to reduce suspended particle erosion

The first line of defence regarding suspended particle erosion is to reduce the concentration of the particles entering the turbine by causing their settlement in the storage reservoir or in siltation beds. Effective flushing of deposited materials is essential to the effectiveness of this method. Although, where the reservoir is used for sedimentation, its capacity will be eventually reduced. Some sites lend themselves to the installation of sediment traps with flushing provisions.

For minimal erosion rates, the operation of the turbines should be such that when the suspended particle load in the water is high, the turbine is operated at or near to its peak efficiency point. This will result in the most efficient flow for a corresponding power, thus exposing the components to lower secondary velocities and to optimal flow angles on the distributor components and on the runner blades, reducing particle impact angles. Turbine shutdowns without inlet valve closure or without penstock drainage should always be minimized thus minimizing the exposure of the closed distributor assembly to the high velocities at the adjacent surfaces of the guide vanes, headcover and bottom ring.

For components such as spiral cases and draft tube liners, which are subjected to low flow velocities, it is important to maintain the coating system. The use of tough elastic coatings such as epoxy and polyurethane-based plastics systems is recommended, since there is very little destructive energy released during the impact and the component surface is elastic enough to absorb slight deformation without damage.

As is suggested by the description of the mechanisms of suspended particle erosion, there are three basic approaches to reducing its effects on components exposed to very high flow velocities such as the distributor and the runner. They are:

- a) design for reduced velocities in the critical regions of the hydraulic machine;
- b) use of the hardest available materials for the critical components;
- c) use of hard-facing materials in critical regions.

A combination of a) and b) is feasible in any new hydraulic machine and to a lesser degree in a major rehabilitation. Once the speed and geometry of the machine are fixed, modification of the design to minimize erosion has fewer possibilities. In the case of a runner replacement, the runner design should consider all the parameters governing suspended particle erosion: flow velocity; change in flow direction; elimination of local flow vortices; elimination of cavitation; runner material selection and design features. In this last category would fall, for example, turbine seals having segmented wearing rings on the headcover and bottom ring which are replaceable without the need for disassembling of the turbine.

If a turbine will be subjected to standstill conditions under pressure, the use of loaded (active) stainless steel end seals adjacent to the closed guide vanes may be considered. The guide vanes should be constructed with renewable stainless steel end surfaces. The heads of fasteners in the flow passages presenting discontinuities to the flow pattern should be avoided since they will produce vortices and secondary flows, aggravating erosion rates.

Work is continually being done to assess and apply new materials in high risk erosion service. The best contribution an owner can make toward alleviating this problem is to ensure that the characteristics of the water and its suspended material are well defined in the specifications. In addition, the tender document should clearly indicate that the tenderer shall describe in its tender the means by which it will confront this problem.

Components such as the stay ring, headcover, bottom ring, guide vanes and runner which are subjected to high flow velocities may be lined with or constructed of a martensitic stainless steel such as ASTM A240 Type 405, 410 or 415 or ASTM A 743 Grade CA-6NM which have relatively good particle erosion resistance.

When the suspended particle content is very high, the use of applied coatings may be considered. This Guide does not recommend the use of any specific coating since many are experimental and have demonstrated varying degrees of success. The various applied coating options are ceramic, hard metal or polyurethane based. The additional expense of these coatings shall be carefully evaluated against the potential gains of production achieved by reduced downtime for repair. Even with special coatings, inevitably some turbine components will require frequent reconditioning or component replacement where the service conditions are severe.

Use of hard facing materials such as ceramics is fairly widespread in cases where the particles sizes are small and where it is clear that the selected coating is harder than the suspended particles. Erosion resistant coatings do not perform well under cavitation erosion attack, nor do they if there are very large particles such as "rocks" entrained in the flow (high impact loading). Modern cavitation free or near cavitation free designs are opening up new possibilities for the use of hard facing materials for particle erosion resistance.

The application of hard facing materials in the shop is relatively straight forward although relatively expensive. Successful application in field conditions is much more difficult and some would say, impossible. It is therefore wise to plan for a cycle of shop rebuilds whenever the use of hard facing materials is contemplated.

6.3.4.6 Hydraulic stability

6.3.4.6.1 General

These phenomena fall in three basic categories as follows:

- Von Karman vortex induced resonances;
- runner – distributor interactions;
- hydraulic pulsations with or without resonance and with or without power/frequency swings.

6.3.4.6.2 Von Karman vortex induced resonances

The Von Karman vortex induced resonances have three usual sources: vortices shed by the stay vanes; vortices shed by the guide vanes and vortices shed by the runner blades. The frequency and intensity of such vortices are discharge (velocity) and component thickness and form dependent. So, if a rehabilitation project involves an increase in the maximum discharge, it could produce a resonant condition where one did not exist previously.

The first (from the stay vanes) are often at a low enough frequency to enter into resonance with one of the modes of vibration of the stay vanes themselves and as such can give rise, particularly in low head units, to cracking of the stay vane to stay ring shroud connections. The frequencies involved can be in the sub-audible to the low audible range (e.g. from a few Hz to 50 Hz). Modification of the shape of the stay vane trailing edge is the common solution to this potential problem.

The second (from the guide vanes) are much less common because, normally, the thickness of the trailing edge of the guide vanes relative to the flow velocities at that location makes them a less likely source. If they do occur, they too would be, for medium to large sized machines, in the low audible range (e.g. from 20 Hz to 100 Hz). The solution, if the problem does arise, is the same as for the stay vanes.

The third possible source of Von Karmann vortices is the trailing edges of the turbine runner blades. At this location, the discharge velocities in a reaction turbine (axial flow or Francis type runner) are the highest flow velocities attained in the turbine and the frequencies generated can be in the range of the natural frequencies of the runner blades themselves in water. Turbine runners have a large number of vibratory modes and the frequencies vary greatly from what might be calculated by finite element method (FEM) or measured in air, to what would be measured in water. Accordingly, it is difficult with current design tools to predict whether or not a resonant condition will occur. The tools for assessing natural frequencies of runners in water are improving and it is recommended that the selected contractor be requested by specification to establish the potential forcing frequencies which can excite the runner and to estimate the natural frequencies in water of the proposed design. It should be required to avoid combinations of crown, blade and band thickness and form which expose the new design to potential resonance or forced response problems.

It should be stated that, in new runners made from high strength materials, the blade thickness at the trailing edges tend to be less than in any design which they might be replacing which tends to raise the forcing frequencies from vortex shedding. On the other hand, the fundamental natural frequency and all of the harmonics of a thinner blade are lower, increasing the possibility of resonant vibrations. In the runner, the induced frequencies are in the low to medium audible range (e.g. 50 Hz to 1 000 Hz). The one advantage with this type of “performance” problem is that its mechanisms are easily recognized and the knowledgeable manufacturers will be able to eliminate the problem by modification of the blade trailing edge shape at site. It is a problem which can be solved during commissioning and not one which should affect the long term performance of a rehabilitated unit.

6.3.4.6.3 Runner/distributor interaction

In regard to the forced response type of vibration problems, the solutions to runner/distributor problems are not at all so simple because they are a function of the number of guide vanes and runner blades and the juxtaposition of the two. This potential “problem” is most common in medium to high specific hydraulic energy (head) Francis machines for which there is close proximity between the trailing edges of the guide vanes and the leading edges of the runner blades. It is important that the manufacturer be required to demonstrate that the design which it proposes, has a solid basis in previous successful operation of geometrically similar machines or that any new feature has been analysed with the most sophisticated tools available and is shown to be safe and reliable. This type of problem has been known to necessitate making significant modifications to or even outright replacement of new runners.

6.3.4.6.4 Hydraulic pressure pulsations

Hydraulic pressure pulsations in the draft tube of a Francis turbine and, indeed, in the draft tube of any reaction turbine, are a normal feature of off-peak operation. Since the birth of the technology in the latter half of the 19 century, designers and manufacturers have been trying to minimize the secondary flows in and discharging from the runner to broaden the range of possible operation with respect to the peak efficiency zone. They have not yet in 2006, succeeded in eliminating the possibility that the pulsations generated by the runner, create resonance with the complete hydraulic system. This aspect of hydraulic design is further complicated by the fact that the possible resonances cannot be determined by model tests, even if the entire hydraulic system were to be modelled.

IEC TC 4 has been working on the establishment of criteria for judging the acceptability of hydraulic pressure pulsation for at least the last 50 years. To date, it has succeeded only in defining how pressure pulsations due to runner design should be measured (IEC 60994).

Analyses to determine the potential resonant frequencies shall take into account the entire water passage, “free surface to free surface” from the power intake structure through the power tunnel, the penstock, the surge tank, the manifold, the turbine, the draft tube and the tailrace conduit, whichever are applicable for each site. Forcing frequencies coming from the runner depend on the design and on the discharge and are usually in the range from 25 % to 100 % of the runner rotational frequency. Low load operation normally generates the lowest draft tube forcing frequencies while high loads generate the highest frequencies. In complex hydraulic systems, this large variation in potential forcing frequencies makes it difficult to preclude, by design, all possibilities of resonance. When a rehabilitation involves increasing the maximum discharge passed through the unit, it is possible that the range of forcing frequencies will change and create a resonant condition where it did not exist previously.

The most common solution to a problem of hydraulic resonance is the modification of the natural frequency of the turbine draft tube by the admission or injection of air. The effects are obtained in two ways. Firstly, the form and frequency of precession of the draft tube vortex (the forcing frequency) changes when air is admitted to it and secondly, the resonant frequency of the complete draft tube changes due to the change in celerity of the modified two phase flow (water and air). Care shall be taken in applying this method of turbine stabilization because, in a complex hydraulic system, resonance can be created with air admission as easily as it can be eliminated. The other important factor is that when the quantity of air admitted (or injected) exceeds about 1 % to 1,5 % (standard temperature and pressure) of the turbine discharge, it can have a measurably detrimental effect on turbine efficiency, particularly in the region of the optimum efficiency of the turbine. It is therefore important not to admit or inject air in the normal range of guide vane opening, if it is not required for eliminating resonance. The admission or injection of air to the draft tube in the part load and overload ranges can be marginally beneficial for turbine efficiency.

It should be noted that for deeply set Francis turbines and particularly pump-turbines whose runner/impeller submergence is set by the requirements of the pumping mode, that if air is required, it will probably have to be injected from a compressed air source. The lowest static pressure point in the draft tube may be above atmospheric pressure.

Various types of draft tube flow straighteners have been tried with varying degrees of success but their big disadvantage is that they can be practically designed to be optimal for only a narrow range of discharge and are therefore a performance hindrance at all other operating conditions.

6.3.4.6.5 Power/frequency swings

Power or frequency swings can occur at the frequencies caused by draft tube pressure pulsations particularly if these are in resonance with the hydraulic conduit system. Repercussions caused by draft tube pulsations on the static pressure upstream of the turbine distributor (spiral case pressure pulsations) will result in discharge pulsations which have a direct influence on power. Such cases are more likely produced by the type of draft tube pulsations which occur at high loads and can usually be eliminated by minimizing the pressure pulsations as described above.

Power/frequency swings at lower frequencies can be related to improper governing parameters. At a plant where the intention is to increase the maximum discharge, the water starting time of the entire conduit system will increase. If no change is made to the inertia of the unit, the governing parameters shall be reviewed to confirm acceptable governing for any and all operating conditions of the powerplant (isolated operation or always on a grid). Transients shall also be verified (pressure rise and speed rise). An increase in maximum discharge usually means that the maximum rate of guide vane closure shall be slowed down to avoid exceeding the penstock and spiral case design pressures. This results in an increase in transient speed rise for a full load rejection, a factor which shall be confirmed to be within safe limits in relation to overspeed and runaway speed protection devices. It is usually acceptable for the rotating parts themselves which are normally designed for the full runaway condition, but this is an aspect which shall be evaluated and confirmed.

6.4 The assessment of related equipment

6.4.1 General

In the process of turbine rehabilitation, it is necessary to know the impact of the rehabilitation on all of the equipment and structures in the power plant.

We can consider two different categories of equipment involved:

- related equipment, directly affected by the rehabilitation of the turbine: for example generator, governor, governor oil pressure system, pressure relief valve, turbine inlet valve, shut off valve, penstock, surge tank, power tunnel, surge chamber, tailrace tunnel;
- equipment required for the maintenance and eventual overhaul of the unit and other equipment: for example cranes and their runway systems, disassembly and erection equipment and tools.

The impact of the turbine rehabilitation on the related equipment shall be determined by evaluating such aspects as:

- mode of operation (e.g. increase in the number of start/stops per day could require improvements to the thrust bearing, and unit brake/jack equipment);

- transients on load rejection particularly if an increased maximum unit output is being considered (speed rise and pressure rise);
- governor adequacy.
- increased axial thrust due to a new runner design (may necessitate changes to the thrust bearing cooling system);
- runaway speed of the new runner (stresses in rotating parts and relationship with critical speeds);
- risk of new adverse hydraulic pulsations due to new runner design, mainly for Francis turbines and pump-turbines (for test procedure, see IEC 60994);
- change in tailwater elevation in relation to increased maximum flow of the turbine, which affects both specific hydraulic energy, and submergence of the turbine for cavitation considerations;
- impact on specific hydraulic energy due to increased maximum flow of turbine (higher losses in the penstock, power tunnel and tailrace);
- pressure-relief valve capacity required to limit pressure rise and speed rise during load rejection (if applicable);
- turbine inlet valve and its control system adequacy.

It is highly probable that the related equipment will need rehabilitation to a degree similar to the turbine itself. The assessment of the related equipment will not be described in detail in this guide; however a few aspects are mentioned concerning the direct influence of a new runner and possibly modified operating modes of the power plant.

The following tables give in a “check-list” format, for each component, the aspects that should be considered in the evaluation of the related equipment. These are presented under the headings “aspects of concern”, “possible cause or reason” and “possible action”

The Tables are arranged as follows:

- Governor (Table 28);
- Generator (Table 29);
- Penstock and turbine inlet valves (Table 30);
- Civil works (Table 31);
- Crane, erection equipment (Table 32).

A detailed discussion of the most relevant aspects of concern for the assessment of the related equipment follows the tables.

Table 28 – Assessment of related equipment - Governor

Aspect of concern	Possible cause or reason	Possible action
<input type="checkbox"/> Adequacy	<input type="checkbox"/> Increase of stroke for needles/guide vanes <input type="checkbox"/> Increase of maximum power because of discharge increase <input type="checkbox"/> Change in closing characteristics with new guide vane profile, or change in servomotor stroke, or duration	<input type="checkbox"/> Servomotor modifications/replacement <input type="checkbox"/> Modifications to oil pressure supply and storage system <input type="checkbox"/> Distribution valve replacement/adjustment <input type="checkbox"/> Modifications to governor primary parameters, or feedback settings
<input type="checkbox"/> Function	<input type="checkbox"/> Different operating mode e.g. direct power-frequency control from system control signal <input type="checkbox"/> Control modifications required by operations group <input type="checkbox"/> Automation for remote control <input type="checkbox"/> Operation in isolated grid or islanded on local load <input type="checkbox"/> Required change of mechanical inertia or hydraulic inertia for stable governing	<input type="checkbox"/> Governor parameter adjustments <input type="checkbox"/> Governor replacement (i.e. mechanical for electronic or to Programmable Logic Controller (PLC) based system) <input type="checkbox"/> Integration of the governor functions in the supervisory control system <input type="checkbox"/> Installation of an electrical power consumption device to provide a minimum load in order to achieve or improve stability <input type="checkbox"/> Addition of flywheel effect <input type="checkbox"/> Reduction of penstock velocities by replacement of all or part of the penstock

**Table 29 – Assessment of related equipment –
Generator and thrust bearing**

Aspect of concern	Possible cause or reason	Possible action
<input type="checkbox"/> Power increase	<input type="checkbox"/> Increased turbine maximum output	<input type="checkbox"/> Verification of torque transmitting components <input type="checkbox"/> Modifications to or replacements of torque transmitting components <input type="checkbox"/> Verification of stator winding capacity <input type="checkbox"/> Generator stator rewind <input type="checkbox"/> Generator field system rehabilitation <input type="checkbox"/> Verification of generator cooling system <input type="checkbox"/> Modifications to surface air coolers (main generator coolers) <input type="checkbox"/> Increased air flow
<input type="checkbox"/> Hydraulic thrust	<input type="checkbox"/> New runner design <input type="checkbox"/> New runner seal diameters or smaller clearances	<input type="checkbox"/> Installation of pressure equalizing devices or systems on the turbine to reduce thrust <input type="checkbox"/> Modification of thrust bearing <input type="checkbox"/> Modification of thrust bearing cooling system <input type="checkbox"/> Add high pressure oil injection system for start-stops
<input type="checkbox"/> Increased maximum transient overspeed	<input type="checkbox"/> Increase in maximum power of the unit with reduction of guide vane closure rate (increased closure time)	<input type="checkbox"/> Increase of the mechanical inertia of the unit <input type="checkbox"/> Adoption of two rate turbine guide vane closure
<input type="checkbox"/> Increased transient or sustained runaway speed	<input type="checkbox"/> New runner design <input type="checkbox"/> Increased maximum guide vane opening	<input type="checkbox"/> Verifications of and modifications to shaft, rotor spider, rim, poles, guide bearings and guide bearing supports
<input type="checkbox"/> Critical speed (torsion or bending)	<input type="checkbox"/> Higher runaway speed with that of new runner approaching first critical speed of unit	<input type="checkbox"/> Critical speed analysis <input type="checkbox"/> Modifications to rotating parts <input type="checkbox"/> Modifications to guide bearings or their support systems <input type="checkbox"/> Adding of an additional guide bearing

Table 30 – Assessment of related equipment – Penstock and turbine inlet valves

Aspect of concern	Possible cause or reason	Possible action
<input type="checkbox"/> Hydraulic resonance with turbine generated pressure pulsations	<input type="checkbox"/> New runner, modified outlet swirl frequency <input type="checkbox"/> Modified draft tube <input type="checkbox"/> Interaction between guide vanes and runner blades	<input type="checkbox"/> CFD analyses and unsteady flow analyses <input type="checkbox"/> Installation of systems or devices to suppress vortices and/or modify forcing frequencies <input type="checkbox"/> Draft tube air admission or injection <input type="checkbox"/> Modifications to water conveyance system
<input type="checkbox"/> Hydraulic transient pressure rise	<input type="checkbox"/> Pressure rise increase due to higher rate of guide vane/needle closure at new maximum discharge	<input type="checkbox"/> Modify guide vane/needle closure characteristic <input type="checkbox"/> Assess effect of allowing higher speed rise from slower guide vane closure <input type="checkbox"/> Modifications to water conveyance system (replacement or reinforcement of penstock)
<input type="checkbox"/> Turbine inlet valve structural integrity	<input type="checkbox"/> Increased maximum discharge or modified closing time resulting in higher maximum working pressure	<input type="checkbox"/> Structural modification of the valve <input type="checkbox"/> Reduce the valve closing rate or use multiple rate closure limiting transient effects by design
<input type="checkbox"/> Turbine inlet valve functional suitability	<input type="checkbox"/> Increase in number of unit start/stops	<input type="checkbox"/> Modify valve and its operating system to withstand more frequent operations
<input type="checkbox"/> Capacity of the penstock vent system for emergency intake gate closure when the latter is called upon to act as a discharge interruption device	<input type="checkbox"/> Increase in the discharge to be interrupted because of an increase in the maximum turbine discharge	<input type="checkbox"/> Increase the number or size of the air vents
<input type="checkbox"/> Adequacy of penstock protection valves	<input type="checkbox"/> Maximum operating pressure increase due to higher hydraulic transients	<input type="checkbox"/> Valve modification/replacement <input type="checkbox"/> New oil driven servomotor <input type="checkbox"/> New sealing
<input type="checkbox"/> Adequacy of turbine draft tube gates	<input type="checkbox"/> Increase of hydraulic loads from downstream both sustained and transient, due to higher maximum discharge	<input type="checkbox"/> Modifications to valve or gate

**Table 31 – Assessment of related equipment –
Civil works**

Aspect of concern	Possible cause or reason	Possible action
<input type="checkbox"/> Increased head losses in headrace channel/tunnel	<input type="checkbox"/> Increased maximum discharge <input type="checkbox"/> Fouling or choking of headrace channel/tunnel	<input type="checkbox"/> Limitation of the start-up ramp rate or the loading ramp rate <input type="checkbox"/> Limitation of the maximum sustained discharge <input type="checkbox"/> Channel/tunnel cleaning, lining or modification
<input type="checkbox"/> Potentially greater level variations in upstream surge tank on load uptake and/or on load rejection	<input type="checkbox"/> Increased maximum discharge <input type="checkbox"/> Increased maximum guide vane/needle opening or closure rates	<input type="checkbox"/> Limit ramping rates <input type="checkbox"/> Limit maximum guide vane/needle closure rates <input type="checkbox"/> Modify surge tank
<input type="checkbox"/> Greater level variations in downstream surge chamber on load pickup or rejection	<input type="checkbox"/> Increased maximum discharge <input type="checkbox"/> Increased maximum guide vane closure rates	<input type="checkbox"/> Put limits on surge chamber access by personnel <input type="checkbox"/> Extend guide vane closure time for new maximum discharge <input type="checkbox"/> Modify the surge chamber
<input type="checkbox"/> Increased head losses or level for sustained high discharge operation in tailrace tunnel or channel	<input type="checkbox"/> Increased maximum discharge	<input type="checkbox"/> Economic analysis to determine if improvements are justified to tailrace channel or tunnel <input type="checkbox"/> Modifications to channel or tunnel

**Table 32 – Assessment of related equipment –
Crane, erection equipment**

Aspect of concern	Possible cause or reason	Possible action
<input type="checkbox"/> Maximum weight to be lifted <input type="checkbox"/> Accuracy of positioning of pick-up point (hook or pin) <input type="checkbox"/> Safety (mechanical and structural integrity) of crane and runway	<input type="checkbox"/> Weight increase of new unit components <input type="checkbox"/> Lack of regular use <input type="checkbox"/> Obsolete structure, equipment and controls <input type="checkbox"/> Corrosion and wear	<input type="checkbox"/> Crane and runway inspection/modification <input type="checkbox"/> Crane replacement <input type="checkbox"/> Overhauled or new erection equipment

6.4.2 Generator and thrust bearing

The hydraulic thrust may change with the installation of a new turbine runner or with a new design of runner seals with smaller clearances. The design of the thrust bearing shall be verified for the new loading conditions. It may be useful to install a high-pressure oil injection pump to reduce the adverse effects of more frequent start/stops or to consider the use of thrust pads having a non-metallic coating. For sustained higher load operation, it may be necessary to modify the bearing or its oil cooling system.

A new turbine runner in a high head plant, if an increase in maximum discharge is planned, will often have an increased sustained runaway speed and an increased transient over-speed which may exceed the sustained runaway speed because of the transient overpressure. The latter may become the governing design maximum speed for the generator. In this context, the new sustained runaway speed and the new maximum transient over-speed shall be determined. This is especially important if there is a downstream surge chamber since the transient over-speed can be aggravated by the transient lower downstream pressure caused by the level drop in the surge chamber at the same time as the distributor is seeing a transient overpressure. These effects are sometimes overlooked.

If the number of runner blades or Pelton buckets is changed, then the relationship between the exciting frequency and the equipment natural frequencies shall be checked, particularly for the rotating parts.

The design of the coupling flange between generator shaft and the turbine runner or turbine shaft shall be reviewed. Very often, it is necessary to improve the alignment of the two components in order to decrease mechanical vibrations. It might be considered to replace fitted coupling bolts or keys with a modern friction coupling. To reduce the danger of stress corrosion cracking, the coupling, if exposed to the water passage, should be made watertight. This is particularly important for horizontal shaft Pelton units.

In the case of Pelton turbines (horizontal or vertical axis) with runners overhung on the generator shaft, the shaft surface is often exposed to water and needs, in that region, a thorough NDT examination. In many cases, a computation of the danger of stress corrosion cracking is merited.

An increase of turbine output might be limited by the maximum safe power output of the generator if it was not oversized in the original design. In many cases, the power output can be increased if the active parts of the generator are renewed and existing components like the stator frame or the shaft are verified and reused. It is normally unnecessary to make expensive changes to the civil works.

Generators built before about 1965, had class B asphalt/mica type insulation systems which required a ground-wall insulation thickness much greater than the modern epoxy/mica based class F systems. Therefore if the owner elects to install a new stator winding with class F insulation, the additional copper conductor area in the same stator core slots will allow a power increase of between 20 and 30 % without doing much else to the generator and without having to exceed significantly, the Class B operating temperatures. Other modifications to be considered are a new design of the poles, the use of high permeability stator core laminations and non-magnetic material for the end region (winding support, keying of the poles, air-guides etc.)

An improvement of the generator-cooling system, especially the vanes mounted on the rotor and the channels which guide the cooling air, can allow higher capacity utilization within existing geometric dimensions with reduced ventilation losses.

6.4.3 Turbine governor

If the guide vanes or injector needles are modified or replaced or a new runner is supplied for the turbine resulting in a change to the maximum turbine discharge, then possible changes in the opening and closing parameters shall be considered. The dimensioning of the servomotors and particularly their stroke and the size of the oil-supply pumps and accumulator tank(s) shall be checked. The opening for speed-no-load and the speed rise following a load-rejection can change significantly with a new turbine runner in a reaction turbine.

An increase of maximum turbine discharge might lead to an increase of stroke for the guide vanes, injector needles or Kaplan runner blades which in turn also necessitates a review of the servomotor characteristics and the oil-supply system.

The minimum allowable sustained load on Francis turbines or pump-turbines and indeed on fixed blade propeller or Kaplan turbines due to low discharge swirl in the draft tube can change significantly with new runners, necessitating an adaptation of the control algorithm.

6.4.4 Turbine inlet and outlet valves, pressure relief valve

This equipment is usually of the same age as the turbine but normally is not as exposed to wear and abrasion because they serve a mainly transient and stand-by function. Nevertheless their mechanical integrity and their reliability of operation shall be investigated in the same manner as those aspects of the turbine.

An increase in the turbine specific hydraulic energy (rise in upstream level or lowering of downstream level) or in the turbine maximum discharge will necessitate a complete checking of the valve design and that of its operating system and of their ability to operate reliably and safely under emergency shut-off.

An additional aspect which shall be dealt with is a potential increase over time of the friction in the bearings or bushings of the rotating disc plug or flap. If valves are kept open for long periods, then the friction coefficient in the bearings or bushings may increase due to corrosion, to contamination by foreign particles or other deposits and will result in a decrease of their reliability to close under emergency discharge interruption conditions.

Furthermore, if the turbine foundation system has deteriorated, then the consequences on these ancillary equipments and their supports and anchor bolts shall absolutely be verified.

6.4.5 Auxiliary equipment

The pursuit of increased efficiency also includes the reduction of the power consumption of auxiliary equipment. To achieve this goal, pump motors, pump impellers and valves with high losses can be replaced.

Rehabilitation of the generator may necessitate revisions to the cooling water supply system for the generator surface air coolers. An energy balance calculation along with the assessment of costs, operating and maintenance considerations will dictate whether it is better to use tailrace water through a pumped system or to tap the supply off the upstream conduit through a suitable pressure reduction device.

Another approach to improvement is the exchange of high viscosity lubricants with comparable products having lower viscosity where design conditions of the bearings permit. The use of bio-degradable lubricants and hydraulic fluids may also be considered. If the type of the lubricant or hydraulic fluid is changed within an existing hydraulic system, the system shall be cleaned thoroughly, as residual quantities of the old lubricant may not be compatible with the new product. The compatibility of any new product with rubber or polymer seals, system coatings or the material of impellers, valves, etc. shall be confirmed. With bio-degradable lubricants, it shall be assured that they will not be in contact with water since such contact may lead to decomposition and premature ageing.

Changes to the main shaft seal require verification of the adequacy of its clean cooling and lubricating water supply.

Changes in the hydraulic thrust require verification of the adequacy of the lubricating oil characteristics and the cooling system of the thrust bearing and possibly of its oil vapour scavenging system.

The supply of a new runner may necessitate modifications to the draft tube aeration system or indeed, may permit its elimination. In some instances, the quantity of air required for stabilisation of unit operation can be significant enough to unbalance the powerhouse heating and ventilating system, particularly in the case of an underground powerhouse.

6.4.6 Equipment for erection, dismantling and maintenance

The heaviest lift for which the powerhouse crane and crane runway are designed is usually, but not always, the assembled generator rotor. This equipment is needed for unit dismantling and this probably for the first time in decades. Before starting any major overhaul work, it is necessary to check and test the handling equipment and its support system under nominal load and to test the accuracy of load holding and positioning of the crane itself.

The cranes in the machine hall shall be able to handle any increase in design loads from new and perhaps heavier components. Special attention shall be paid to the design of the crane hook, lifting pins and lifting fixtures to ensure their compatibility with existing and new components.

6.4.7 Penstock and other water passages

The increase of maximum discharge or specific hydraulic energy (head) requires a thorough recalculation of the hydraulic transients. The maximum transient pressure rise will increase in proportion to the increase in the maximum discharge if the time gradient of the movement of the guide vanes or the injector needles is kept constant. This investigation should always be based upon actual recent measurements of pressure rise and speed rise to be sure that changes in design that have been made since the original commissioning are considered as well as changes to the friction coefficients of tunnels, penstocks and valves. This is especially true for plants with long tunnels, surge tanks and surge chambers or any combination of these features.

Pressure pulsations in the turbine draft tube or due to the interaction of the guide vanes and the runner vanes, whose number may be different in the new design, shall be carefully considered and evaluated.

The replacement of Kaplan turbine runners with increased maximum discharge also makes it necessary to investigate the hydraulic transients and their consequences on the civil structures.

The increase of maximum discharge may lead to higher losses or air-entraining vortices at the intake structure. This phenomena shall be evaluated and the vortex eliminated by redesign.

The draft tube is a critical component if the maximum discharge or the turbine efficiency at full load is to be increased. This is particularly true for low specific hydraulic energy plants. It can therefore be worthwhile sometimes to do CFD analyses which include the draft tube and the outlet channel with a view to introducing draft tube or channel form optimizations.

6.4.8 Consequences of changes in plant specific hydraulic energy (head)

In some cases these fundamental hydraulic characteristics have been changed over the years of operation; examples are:

- Raising of the headwater level with the use of flash boards or other means;
- Lowering of the tail water level due to erosion of the riverbed or to the lowering or removal of flash boards at a downstream site.

The change of the elevation of the tailwater requires a verification of the submergence of the turbine runner (Thoma coefficient) to ensure adequate protection against cavitation erosion. It might also influence the frequency and magnitude of the swirl at the turbine runner outlet and the pressure pulsations in the draft tube itself which, in turn can be a source of hydraulic resonance. The lowering of the downstream level for a given discharge is particularly important in the case of pump- turbines, since it may have an influence on the pump mode trash racks and will affect directly the NPSH (net positive suction head) available.

7 Hydraulic design and performance testing options

7.1 General

When a decision has been made to rehabilitate a hydroelectric turbine-generator unit, it is worthwhile to consider all of the possible improvements that could be made in order to take advantage of technological progress which has occurred since the design of the existing machine.

This normally leads to the development of a new runner design and, sometimes of a new distributor and modified draft tube.

The new hydraulic design can be developed and verified by the means of more or less in-depth CFD calculations, laboratory model tests and more generally by a combination of both.

The model test still gives, today, the best available tool for confirmation of the accuracy of the design calculations and, for all large units, it is recommended to perform model tests before the prototype modifications are carried out. Hydraulic design changes to any pump-turbine should be always evaluated by model tests. For small units however, only reference to existing model test results for hydraulically similar machines is often used.

The final result can also be checked by prototype tests, however, at that stage, the possibility of making design modifications if a problem is detected, are necessarily much more limited than at the stage of a model test before prototype construction has begun. A prototype test is not a development tool, but rather a tool which allows determination of the degree of success of the design in relation to the contractual undertakings.

The extent of the investigations by hydraulic studies and model tests shall be determined by consideration of their relative cost and their relative necessity with regard to the technical difficulty of the project. For a huge project, for example, the relative cost of the hydraulic studies and the model tests in comparison with the total investment being very small or even negligible, it is easy to decide to use in depth hydraulic studies and model tests. At the other extreme, for a small machine with no specific hydraulic problems and good references from similar machines, minimal hydraulic studies without a model test are probably accurate enough. For most projects of intermediate size, the extent of the investigations shall be decided on a case by case basis.

In deciding how much one can afford to spend on development, one shall ask “what is the present value of the credible performance shortfall which may arise from the decision not to do a particular phase of the design studies and model tests?” A performance shortfall in power can often be offset by cutting back the trailing edges of the runner blades on the prototype. A performance shortfall of between 0,5 % and 1,5 % in weighted efficiency can be evaluated in the light of the anticipated plant operating conditions and compared against the cost of doing more design development studies (CFD) or model tests or both on a given project.

This process shall be initiated from the feasibility study stage and shall take into account the size, characteristics and features of each individual project. For any project with identified technical difficulties, the opinion of manufacturers on the feasibility of various options should be requested at the feasibility study stage, and hydraulic studies should be contemplated at the detailed studies stage.

In most cases the model test, if any, is carried out after award of the contract to the selected Contractor. For very large projects, some owners have concluded that their interests are best served if the detailed design and model tests are done at the detailed studies stage under separate contract to two or more potential contractors and the results of their work are verified in an independent laboratory. In such cases it is advisable to have the potential Contractors quote at the same time for both the design and model test stage and for the execution of the runner supply and the rehabilitation of the complete turbine. In this way, any real differences in tested performance can be evaluated against differences in the overall cost of the project.

To design new components for old machines, especially runners, adjacent parts of the existing flow path shall be included in the flow simulations. This is the typical case for rehabilitation and modernization of an existing turbine, where most of the old components remain unchanged. Reliable prediction of the performance of new components can be achieved only if the influence of the existing parts of the machine is properly taken into account. Therefore, the precise actual shape and condition of the old components used for the flow simulation and model testing, shall be available for use in building an accurate numerical model for these components.

7.2 Computational hydraulic design

7.2.1 General

To be economically justified, computational hydraulic design shall be conducted with consideration of the following aspects:

- Choice of the software.
 - The software (2D or 3D, viscous or non viscous, stationary or unsteady flow) shall be selected with regard to the component to be calculated and to the overall value of the project.
- Extent of the calculations.
 - Calculation of the whole turbine or of critical components only?
 - Calculation of the existing turbine or of the rehabilitated turbine only or both?

The choice of the software as well as the extent of the calculations shall be decided on a case by case basis, with due regard for the size, operating conditions and other particular conditions of the turbine to be rehabilitated.

Currently (2006), the most sophisticated CFD tools available allow one to limit the risks associated with rehabilitation to a very low level. However, to do so solely by CFD calculations is time consuming and the development costs can approach those typical of a limited model test programme.

7.2.2 The role of CFD

Numerical flow simulation or CFD (Computational Fluid Dynamics) is a powerful tool when it is used correctly and when its restrictions and limitations are clearly understood. When applied to rehabilitation, it can be used either for;

- design of new components for old (existing) machines;
- analysis of the fluid flow through existing machines to understand and solve operational problems related to the form of the water passage;
- the potential efficiency improvement linked to profile modifications can be determined by CFD analysis and confirmed by model testing, although an economic analysis is required to determine the feasibility of the physical changes involved.

In the design process to optimize new machines from inlet to outlet or to design for rehabilitated machines, CFD can be expected to reduce the number of modifications required on the physical model in the test rig to achieve the guaranteed performance. Cavitation can be reduced to a very low level to a degree quite impossible to achieve with the classical pre-CFD design methods and fine tuning during model tests. The reason for this is that with numerical simulation, the pressure distribution on critical parts of the runner blades and other surfaces of the machine can be verified and optimized resulting in better flow distribution and more equal sharing of the pressure loads.

In many cases, operational problems in the turbines of existing power stations can be solved using CFD. Flow analyses allow one to understand the flow phenomena. More importantly perhaps, CFD allows the evaluation of options when one is trying to solve a particular flow problem, by permitting one to change component shapes numerically and to study the corresponding change in the resulting flow pattern. Only if the CFD results of a given option are promising, would the new shape be integrated in the model or attempted in the prototype machine.

7.2.3 The process of a CFD cycle

A CFD analysis involves the following major steps:

- the real coordinates and dimensions of the flow channels shall be determined (wetted surfaces);
- based on this data, the space within the flow channels shall be divided into discreet or finite elements or finite volumes;

- the boundary conditions as well as initial conditions for unsteady flow simulations shall be established for the actual operating points of interest of the turbine;
- the flow simulation is carried out;
- the results shall be post processed to provide the information that is necessary for an informed decision on the identified problem.

The validity and accuracy of the solution depend upon how each of the steps is performed and how the following questions are answered:

- are the basic coordinates of the machine components correct? More precisely, do they properly represent the current state of the machine?
- has the computational domain been correctly represented by the chosen discrete elements in order to minimize numerical errors?
- have the boundary conditions as well as the initial conditions been established correctly for the operating conditions of interest of the turbine in the power plant?
- what CFD-code has been used and have the specific parameters been set correctly (such as the turbulence model etc)?
- can one be sure that all relevant information is given in the numerical results and that no important result is hidden or misrepresented?

7.2.4 The accuracy of CFD results

The accuracy of the results of CFD calculations depends on the CFD-code itself, the way it is used and on the professional experience of the user. It shall be emphasized that flow simulation cannot describe precisely the real flow in all its complexity. The simulation is based on a numerical model of the real flow, and therefore the key question is how close to reality the numerical flow simulation can come.

The governing equations used to describe the fluid flow through a turbine in a hydroelectric power plant are the Navier-Stokes (NS) equations. This set of equations is valid for laminar as well as turbulent flows. As a consequence, viscous as well as vortical flow phenomena are captured. However, the solution of the Navier-Stokes equations for flows through complex geometries such as hydraulic turbo-machines is currently (2006) not yet possible. Thus, normally the Reynolds-Averaged-Navier-Stokes (RANS) equations are used for the simulation of turbulent flow. Here, a mean value and a fluctuation term are used for the local flow velocity and for the corresponding pressure instead of the 'true' local values. This requires the introduction of a turbulence model which takes into account the effect of the 'real' turbulence on the flow behaviour. Turbulence modelling is still under development. The turbulence model used for a precise computation of turbulent flow is of considerable influence on the accuracy of the analysis.

In addition, the RANS equations describe the flow as a continuum, but can only be solved for a finite (limited) number of points in space. As a consequence, the computational domain shall be divided (discretized) into a number of finite elements or finite volumes depending on the computational algorithm. This discretization can be of considerable influence on the numerical solution and therefore on the accuracy. There are some rules on how to generate a "good" computational mesh, but even if the rules are known to the user of the CFD-code, in many cases it is not possible to completely avoid "bad elements" due to the geometric constraints given by the shape of the machine or the component to be analysed. The number of elements or the topology of the mesh for a given number of elements can have a considerable influence on the accuracy.

For all of these reasons, the accuracy of the simulation is limited. This is particularly true in the case of the draft tube and even more so for old forms of draft tubes.

7.2.5 How to use CFD for rehabilitation

There are two ways to use CFD to analyse the performance of a new turbine runner and/or other components and modifications in an existing hydraulic turbine:

- do the analysis on the new arrangement from scratch;
- analyse first the existing installation for reference calibrating with available test data, then the new or modified components to calculate the differences between the new and the existing installation.

The first approach relies solely on the accuracy of the numerical prediction. In this case, the predicted performance of the new components in the existing environment is based completely on the numerical means.

The second approach takes into account measurements from model tests, if available, or prototype tests or site data from operation of the power plant over the years. In this approach, the difference in the performance between the old and the new installation is analysed numerically. As a consequence, only this difference in the performance between the old and the new installation is affected by the accuracy of the numerical prediction. It is evident that the second approach is more reliable (more precise) in performance prediction using CFD. However, it is more time consuming than the first approach because both the existing as well as the new components shall be analysed. Furthermore, in order to perform a precise flow simulation for the existing turbine, the existing installation shall be well documented and consistent with the real water passages. Unfortunately, in many cases the documentation is poor and especially for runners, the documentation is often not available. In such cases, precise site dimensional measurements are necessary.

The second approach for performance prediction by the use of CFD for rehabilitation projects is more reliable than the first one. However, it is more expensive and more difficult because of the need to obtain accurate data on the existing component geometries.

7.2.6 CFD versus model tests

CFD is a good tool to compare alternatives, but not as a stand-alone tool for establishing the absolute efficiency level of a hydraulic machine. This is especially true for cases of machine rehabilitation. This characteristic of CFD is also true for the evaluation of cavitation performance.

The question of whether CFD calculations or model tests or both should be performed depends upon the size of the power plant and its average annual energy production after rehabilitation.

For a very small hydro power station for which a model test is often more expensive than the total costs for the rehabilitation measures, CFD is the only practical basis for the analysis of existing components or for the development of new ones.

For a medium sized power station it can be feasible to perform semi-homologous model tests to test the new installations optimised with CFD. Semi-homologous model tests allow to verify at modest cost whether the numerical performance prediction is realistic. It gives confidence that the planned measures will be successful, and it provides the opportunity to improve the design further. However, one shall be aware of the fact that those machine components in the semi-homologous model which are not similar to the existing construction can have considerable influence on the measured performance. In many cases for semi-homologous model tests, only the new runner is homologous while the other parts of the model are dissimilar to some degree.

For a large power station with high energy production, fully homologous model tests are usually justified. If a 1 % deficit in efficiency or 1 % deficit in capacity over the years of operation is worth more than the costs for a model test, a homologous model test in a qualified laboratory should be considered. This approach will ensure with the best possible accuracy, the financial success of the rehabilitation of the generating units.

This leads to three categories of design approach for rehabilitation projects:

- a) **Small hydro:** only CFD;
- b) **Medium hydro:** CFD in combination with semi-homologous model tests;
- c) **Large hydro:** CFD in combination with fully homologous model test.

The question as to whether any given rehabilitation corresponds to category a), b) or c) cannot be answered in general terms. The answer depends upon parameters which are specific to the power station under study such as:

- How much can the energy production be increased through upgrading?
- Is cavitation erosion a major problem and can it be reduced or avoided?
- Are there other operational problems to be improved upon such as hydraulic resonances?
- Are there unacceptable levels of draft tube pressure pulsations or vortices to be reduced or eliminated?

Many factors are changing with time including the accuracy of CFD analyses. The latter are continually being improved. The decision concerning which tools should be applied shall be made on a case by case basis. In all cases a through a cost-benefit calculation is needed.

7.3 Model tests

7.3.1 General

The development of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines has been carried out historically, using a reduced scale model in a laboratory. This method, combined with empirical calculations based on previous designs, has shown itself to be a reliable development tool. Despite the improvement of hydraulic calculations with the advent of CFD techniques, model tests remain the only accurate way to assess the results of the calculations in a suitable and timely manner and predict the global performance of a prototype regarding all of the various and important aspects such as output and efficiency, cavitation erosion risk, runaway speed, pressure fluctuations, shaft torque fluctuations, guide vane torques, draft tube air admission benefits and hydraulic thrust. It shall be appreciated however that where instability phenomena and potential resonances are concerned, (pressure fluctuations, shaft torque fluctuations and draft tube air admission benefits) that the model test cannot be relied upon to identify potential resonance with the plant hydraulic conduits even if the latter were to be modelled.

Model tests allow one to establish the absolute efficiency of the hydraulic machine with a very low level of uncertainty ($\pm 0,2$ % is common in well equipped laboratories). Since efficiency is one of the most important performance parameters and since the model test is normally conducted early in the development stage of a project, it is particularly attractive as a potential benefit evaluation tool. Model test methods which are applicable to new hydraulic machines are also well suited to evaluate rehabilitated machines with various options for potential modifications (stay ring, distributor, runner and draft tube).

In cases where site tests are difficult or very expensive, or where they would have high uncertainties (large turbines having low specific hydraulic energy for example) model tests can be used also as contractual acceptance tests. This may be particularly applicable where model tests are conducted on a model which reproduces the existing profiles and then on one with the new profiles. The contract is sometimes based on demonstrated performance gains rather than on the absolute efficiency of the rehabilitated machine.

A similar technique is sometimes used with prototype testing (“before” and “after” tests) to reduce the systematic uncertainties.

A model test program with two runners (one old and one new), can cost from a few hundred thousand US Dollars to several million US Dollars depending upon whether or not some components of the model are already available and upon the scope of the test program. The latter would be fixed largely based on the value the anticipated efficiency gains and may, for large plants with tens of units, involve two or three manufacturers in competition with contractual tests in an independent laboratory.

7.3.2 Model test similitude

There are two categories of model tests:

- Fully homologous model tests

The fully homologous model duplicates the hydraulic profiles of the existing turbine components as well as the hydraulic profiles of the new components. It requires having a complete and accurate geometric definition of the existing components through access to the original drawings and through site measurements. Note that even where the original as-built drawings are available, some site measurements may be advisable to confirm the existing profiles.

- Semi-homologous model tests

In the semi-homologous model, components are very similar to but do not perfectly duplicate the hydraulic profiles of the existing or the modified improved turbine components.

The advantage of fully homologous model tests is obvious since a semi-homologous model test requires the calculation of performance corrections in order to take into account the lack of homology of some components. Such performance corrections are subject to interpretation.

However, when the degree of lack of homology is limited and the manufacturer has good experience in the region of the specific speed of the turbine involved, the risk in using semi-homologous model testing for a few relatively small units is limited. It is therefore, in some cases, of interest to do semi-homologous model test and to benefit from the reduced manufacturing and engineering design costs as well as from a reduced model test cycle time.

7.3.3 Model test content

A model test can cover the following aspects:

a) Essential investigations

- efficiency hill chart covering the complete expected operating range of the hydraulic machine;
- determination of inlet cavitation limits (suction side and pressure side);

- outlet cavitation influence curves for power and efficiency (measurement of efficiency and power vs. the Thoma coefficient σ with observations of the incipient cavitation conditions);
- runaway speed at maximum guide vane opening and maximum specific hydraulic energy for normal and minimum plant Thoma coefficient;
- pressure fluctuation measurements in the spiral case and the draft tube as a function of guide vane opening for the condition of normal plant Thoma coefficient and in some cases, for various Thoma coefficients in the range of the anticipated plant values;
- shaft torque fluctuation measurements as a function of the guide vane opening and for various Thoma coefficients in the range of the anticipated plant values (Influence of NPSH for a pump-turbine);
- Kaplan blade torque tests;
- hydraulic thrust;
- representative checks of the principal dimensions of the model.

b) Additional data

- guide vane torque measurements as a function of the guide vane opening and specific hydraulic energy including the influence of a desynchronised guide vane;
- air admission influence on draft tube and spiral case pressure fluctuations and on shaft torque fluctuations;
- axial and radial thrust measurements as functions of guide vane opening at maximum specific hydraulic energy;
- influence of tailwater level on efficiency in a Pelton turbine for cases of increased maximum discharge;
- needle force diagram if there is a significant change in the nozzle form;
- deflector torque curve if there is a significant change to the manufacturer's usual practice;
- calibration of Winter Kennedy taps - pressure difference measurement at two or more points (on a spiral case section for example) for the limits of the ranges of plant specific hydraulic energy and unit discharge.

7.3.4 Model test application

7.3.4.1 General

A gain in performance can be established from the comparison of the results of a prototype efficiency test conducted before the rehabilitation compared against the results of a model test of the new design with appropriate step-up ("model to prototype prediction") or by a direct "model to model" comparison by testing the old and new components in the same test set-up.

7.3.4.2 Model to prototype comparison

One way to proceed is to compare the existing prototype data obtained preferably from a recent prototype field test, with stepped-up model test results of the new machine.

This procedure yields relatively poor accuracy because:

- Field measurements involve a relatively large uncertainty (0,7 % to 2 % depending upon machine type, field conditions and test methods selected). In poor conditions, the uncertainties can be even greater.

- The limitations of the scale-up formulae to correctly represent the differences in real losses between a new model and the old prototype with a new runner and perhaps some other modifications. (IEC 60193 and future IEC 62097 were developed for new models and new prototypes whose surface roughness does not cover the range often encountered in old prototype machines.)

In the worst case, the total inaccuracy of this procedure may exceed 2 %.

7.3.4.3 Model to model comparison

This method compares the existing and new machine characteristics directly by model tests of both old and new designs. Assuming that both designs are in the same surface finish condition, without cavitation erosion damage, corrosion or other surface deterioration and with the same runner seal clearances this method of comparison is very precise.

In the “model to prototype” prediction, the calculation of a step-up to be added to the model performance to estimate the prototype performances is necessary. When a model test is performed, the mechanism for predicting prototype performance is based on similarity between the model and the prototype. The prototype efficiency calculation relies on a precise knowledge of the geometry and actual roughness of the surfaces. The similarity requirements are described in IEC 60193. A working group of IEC TC4 is currently (2006) involved in efforts to update the provisions of IEC 60193 which deal with scale effects and is in the process of elaborating a document which contains a calculation for accommodating the surface roughness effects of the various water passage components (future IEC 62097). When the geometric similarity tolerances have been respected and the roughness of surfaces of the model and prototype are known, the prototype performance can be calculated. Caution shall be applied however when evaluating the roughness of the prototype machine when its age results in average roughness for important components such as the guide vanes and to a lesser extent, the stay vanes, which are well beyond those dealt with in the current guide. The roughness should be measured on important components before the Tender stage. The Tenderer can then recommend the optimal upgrade on the various water passage components and the calculation of the scale effect can then be based on the condition of the rehabilitated components. If, for any reason, the surface roughness is not measured, an agreement shall be reached between owner and contractor concerning the evaluation of roughness effects.

In some rehabilitation projects, the contractor's scope does not include the entire turbine. The homologous model with the appropriate calculation of scale effects of components which are outside the responsibility of the contractor, permits managing the work in accordance with the defined contractual responsibilities.

In a “model to model” comparison, both runners (old and new design) and any other proposed modifications are tested in a model consisting of the same other turbine components. The efficiency difference observed between a new runner design and the old runner design can be defined with an accuracy that is better than that for a given stand-alone test. This approach requires the testing of two model runners in a common test set-up.

Model testing has the distinct advantage of being an effective development tool. Prototype testing, by comparison, provides only the means to evaluate the characteristics of the finished product or to make a comparison between the existing prototype and the rehabilitated machine.

The accuracy achievable in using a “model to model” comparison for any rehabilitation of a power plant relies on the accuracy with which one is able to construct a model fully homologous to the old machine. There are in most instances, significant differences in blade shape and position from blade to blade in the old runners. To accommodate this fact economically, it is usual to measure the profiles of at least three blades and to take an average of those profiles to construct the new model of the old prototype assuming the old runner has uniformly positioned blades. The fact is therefore that one cannot economically construct a new model which is perfectly homologous with the old prototype. These facts will therefore introduce an inaccuracy of undetermined magnitude in the “model to model” comparison.

The difference in efficiency between the old and new model runners and the old and new prototype runners will be similar provided that the homology of the old runner model is perfect. If we consider roughness differences only, the probabilities are that the difference between the old and new prototype efficiencies will be greater than the tested difference between the “old” and “new” models because of the deteriorated surface condition of the “old” prototype. However, this comparison will always have some unknowns because of the procedures described in the preceding paragraph.

This “model to model” approach implies:

- A higher degree of security for the owner, who will not be expecting unrealistic guaranteed efficiencies but rather, a measured efficiency increase which may be added with confidence to the prototype efficiency of the old turbine.
- A higher degree of security for the manufacturer, who will no longer be faced with having to guarantee an absolute efficiency value on a machine whose components outside the runner itself have deteriorated but rather, an efficiency increase with respect to the old turbine for one or more model tested modifications (e.g. runner and guide vanes). This prototype efficiency increase may be demonstrated in comparative field tests. It is to be assumed that all potential physical improvements to the condition of the other existing turbine components will be evaluated in cost/benefit assessments before the owner embarks on any one of them.

The “model to model” procedure also provides for a good evaluation of cavitation behaviour of the new runner, lowering the probability of disputes between the contractor and the owner of the hydraulic machines.

Where the “model to model” contractual comparison is used, an index test on the prototype, before and after the rehabilitation is sometimes used to confirm the gains predicted by the model results.

7.3.5 Model test location

The model test can be carried out either in the manufacturer’s laboratory or in an independent laboratory.

a) Model test in the manufacturer’s laboratory

Practically all development model tests and most contractual model tests are carried out in the manufacturer’s laboratory. However, some purchasers require that the contractual model tests be carried out in an independent laboratory. In such cases, the model is transported from the manufacturer’s laboratory to the independent laboratory at the conclusion of the development tests.

b) Model tests in an independent laboratory

1) Conventional contractual arrangement

When a model test is required in an independent laboratory, it generally concerns the contractual model test of a fully homologous model. If convenient for the manufacturer, the development tests can be also carried out in the independent laboratory.

The advantage of a contractual model test carried out in an independent laboratory is to provide for the verification of the performance guarantees by a third party. The drawback is the probable extension the total model test duration by up to a few months when the development tests are carried out in the manufacturer's laboratory and the contractual tests elsewhere.

If the owner opts for testing of the existing turbine and the new design, both tests shall be carried out in the same laboratory.

There is usually no problem for the adaptation of the physical model to the test loop of the independent laboratory. In the past, some laboratory test loops could not always accept models of the size elected by the contractor and the owner, and it was sometimes necessary to manufacture multiple models. Currently (2006) all major manufacturers and independent laboratories use test loops of similar size and power.

2) Competitive model tests in an independent laboratory

For major rehabilitation projects (Large capacity and/or large number of machines), it has been the practice of some owners to require a competitive model test in an independent laboratory. The various tenderers are invited, and often paid under separate contract, to demonstrate the performance of their model turbines before a rehabilitation contract is awarded for work on the prototype. This is clearly an expensive exercise when two or more contractors are required to perform the comparison. However, the cost could be reasonable and justified when, compared against the potential benefit, if manufacturers are invited to optimise their designs and test them in an independent laboratory. This may involve a set of modified components (not only the runner) developed using CFD analyses. In this case, the accuracy of the comparison is about $\pm 0,15\%$ and can reliably permit the establishment of the long-term financial benefits of very small differences in efficiency.

7.4 Prototype performance test

7.4.1 General

Prototype test methods that are applicable to new hydraulic machines are also suited to rehabilitated machines.

In most instances, the main goal of prototype tests is to check the turbine efficiency against the manufacturer's guarantee. The advantage of the prototype test is that it gives the turbine efficiency directly within the uncertainties applicable to the selected method and site conditions. It is impossible during the period of the test, to verify other important parameters such as cavitation performance with any quantitative precision. Runaway speed tests are seldom carried out on the prototype because of the risks of damage to the unit and particularly the generator for an event which is highly improbable in the life of the machine. Some owners, with due regard for these risks, carry out a runaway speed test on one unit of each new design.

By way of comparison against new turbines, rehabilitated turbines offer the advantage of allowing comparative tests on the machine before and after rehabilitation. In such circumstances, the parameter of primary economic interest is the efficiency increase rather than the absolute efficiency. Provided the "before" and "after" tests are conducted by the same test crew with the same instruments, the inaccuracies in the efficiency increase are significantly less than those related to the absolute efficiency measured during either test.

In some cases (small units, for example), a minimum of field testing can be taken as sufficient. It can consist of checking of the guaranteed output of the unit as well as a general checking of the unit behaviour throughout the normal operating load range (smooth operation without levels of pressure fluctuations, vibration or noise which may be detrimental to the characteristics of the power delivered or to the long term reliability of the unit). Such basic checking requires no sophisticated test equipment. If this basic checking identifies a potential problem, specific measurements on the considered parameter can be carried out. The contract shall be clear as to the criteria for and the nature of expected testing and on the party which will support the costs of the additional measurements.

Most sites merit at least a prototype index test before and after the rehabilitation and some measure of model development testing. The methods and limitations of index tests are covered under IEC 60041.

7.4.2 Prototype performance test accuracy

A number of testing organisations have improved the technology for site testing of hydraulic turbines; however, the accuracy is still not as good as that of model tests.

The absolute level of uncertainty will depend upon the design of the machine. It will generally be easier to achieve high accuracy with a high head than a low head machine. The detailed design of the turbine and its conduit system is also important. It is easier, for instance, to achieve high accuracy where there is access to a substantial straight length of the unit penstock in which to install a flow meter than on a turbine fed by a conduit with many closely spaced bends. On higher specific hydraulic energy machines, the direct measurement of efficiency using the thermodynamic method is often a relatively low cost and accurate alternative.

The level of absolute uncertainty of the various IEC Primary test methods is between $\pm 1,5$ % to ± 2 %. With the use of the most advanced methods and equipment, and a highly qualified test crew, this can be reduced to below ± 1 % under the best conditions (for example with the thermodynamic method on a unit under a specific hydraulic energy of $2\,900\text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}$, a head over 300 m, or using the acoustic method with at least four crossed-paths, a total of eight paths, and ten diameters of straight conduit upstream of the measuring section). As for model tests, the inaccuracy of the prototype tests used to establish a difference in efficiency of the unit tested before and after the rehabilitation is better by about 20 % than the inaccuracies typical of the same method used for determining the absolute efficiency of the same unit (some of the systematic uncertainties are eliminated).

As a minimum, the selected procedure should be such as to confirm that the financial performance upon which the project has been justified is achieved.

If it is required to achieve a minimum gain in efficiency of 3 % for the project financial return to be achieved, and the guaranteed increase is 5 %, then a test that provided an uncertainty of ± 2 % would be adequate.

Companies often have a minimum level of internal rate of return to justify an investment. If the level of uncertainty that can be achieved is, for instance, ± 1 % then some companies would deduct 1 % from the guaranteed efficiency of all tenderers, before the rate of return is calculated. To do so or not is a matter of investment policy.

7.4.3 Prototype performance test types

The prototype performance tests are carried out to confirm compliance with contractual guarantees.

Absolute methods or relative methods can be used depending upon the contractual conditions. The descriptions and limitations of the various methods are given in the IEC 60041.

If absolute efficiencies have been guaranteed, they should be checked by absolute “primary” methods. The results can be used for assessment of penalty or bonus payments or any other contractual consequences concerning guarantees.

For rehabilitated machines, it is usual to justify at least part of the cost of rehabilitation by the improvement in efficiency that can be obtained. It is therefore judicious to measure the performance of the machine before and after the rehabilitation. For this reason, an absolute test is not obligatory and can be replaced by a relative test. The measurement of the absolute discharge through the turbine is therefore not necessary for these contractual considerations leading to a significant advantage and usually to cost savings. On the other hand, for projection of long-term earnings into the future, an absolute value of turbine efficiency shall be established. This can be either by relating past performance to the measured gain or by conducting an absolute efficiency test on the rehabilitated unit and sometimes by both methods.

With an index test (for example the Winter-Kennedy method), the generator power output is measured to the required level of accuracy. At the same time a pressure difference, generally between two points of a spiral case section, is measured. When the rehabilitation is completed, the power output of the rehabilitated machine is compared with the initial unit at the same discharge (same pressure difference in the spiral case for example). The change in power output at the same discharge is used to determine the improvement in performance. These measurements can be done over the full range of unit outputs.

Although index testing has many advantages and is probably the least costly solution, there are some difficulties with this technique:

- The scope of the rehabilitation has to be such that the “before” and “after” tests remain valid.
- The turbine shall be equipped with the means of measuring relative discharge. This would generally be by the use of Winter-Kennedy taps but these are not always installed nor always in usable condition. Other pressure differences occurring across different penstock diameters may also be used.
- The accuracy and level of the maximum efficiency of the “before test” shall be accepted by tenderers. This could be done through a test witnessed by the selected tenderer or by the employment of a qualified third party organisation for the execution of both the “before” and “after” tests.

7.4.4 Evaluation of results

The comparison of guaranteed efficiencies against measured efficiencies should be done in accordance with to the applicable IEC publication taking into account the measurement uncertainties of the adopted method.

If the measured efficiencies, after application of the measurement uncertainties, are lower than the guaranteed values, the difference may come from the following factors:

- a) If absolute guaranteed performance has been checked by a model test stepped-up:
 - Condition and dimensions of remaining existing components.

- Physical differences between model and prototype, particularly on existing remaining components (existing drawings in poor condition or access difficulties resulting in measurement errors in the case of site dimensional measurements for example) could explain some performance differences from model to prototype.
 - Calculated scale effect higher than actual scale effect.
 - For a rehabilitation project, the actual condition (defects in form and roughness) of the existing remaining components can lead to a reduced real scale effect compared with the theoretical scale effect calculated in accordance with IEC 60193.
- b) In the case where no model test has been carried out:
- In addition to above explanations, the performance calculations may have been “too optimistic”.

If relative performance (difference between “after” and “before” rehabilitation) has been guaranteed and checked by model tests, no problems related to the interpretation of the results need be expected.

8 Specifications

8.1 General

This clause should serve as a guide in the preparation of contract documents for the rehabilitation of hydraulic turbines. The rehabilitation of turbines is site specific requiring design criteria uniquely established for that particular site. The use of International Standards is promoted insofar as they may be applicable. A list of items which should be covered in the detailed Technical Specifications is also presented in this clause.

There are two basic approaches that can be used in developing the Specifications. One is to write detailed specifications in which the details of the equipment design, components, and the construction/installation procedures are defined. The second approach is to write a specification in which the performance results of the installed equipment are described, with freedom left to the contractor regarding how to design, fabricate, and install the equipment to meet those performance requirements. Most specifications are a combination of the above two approaches. The choice of one or the other usually depends upon the owner’s normal practices and upon the size and importance of the equipment in its system.

8.2 Reference standards

The suggested basis for the Tendering Document is IEC/TR 61366-1. This document covers all of the principal considerations in the preparation of tendering documents and presents under annexes:

- sample table of contents of tendering documents;
- comments on factors for evaluation of tenders;
- checklist for tender form;
- example technical data sheets;
- technical performance guarantee;
- example of cavitation pitting guarantee;
- checklist for model test specifications;
- sand erosion considerations.

Forming a part of this same series of documents and also recommended as a primary reference for the preparation of tendering documents are IEC/TR 61366-2 to 61366-7. These documents describe the technical requirements for the turbine under the following headings:

- tendering requirements;
- project, general, special information and conditions;
- general requirements, technical specifications/requirements;
- scope of work, limits of contract, supply by employer;
- design conditions, performance and other guarantees;
- mechanical design criteria;
- design documentation, materials and construction, shop inspection and testing;
- technical specifications for fixed/embedded, stationary/removable, rotating parts, guide vane regulating apparatus, bearings and seals, thrust bearings, miscellaneous components, auxiliary systems, instrumentation;
- spare parts;
- model tests;
- installation and commissioning;
- field acceptance test.

The above referenced IEC/TR 61366-1 and IEC/TR 61366-2 were prepared with a view to guiding a purchaser in the preparation of Tender Documents for new hydraulic machines. The general approach remains valid for documents governing the rehabilitation of existing machines. The objective of the above noted Guides is to provide an overall checklist for the technical considerations in preparing tender documents and tender specifications. Subclauses 8.3 and 8.4 below provide a checklist of additional items which pertain to the development of the specifications for the rehabilitation of turbines, storage pumps and pump-turbines. It should also be noted that in rehabilitation projects, the specifications may need to be significantly more complex because of potential changes in the scope of the project necessitated by discovery of damaged components during the disassembly and subsequent inspections.

The bibliography provides a list of other International and National Standards commonly referenced when preparing the specification for tendering documents covering a turbine rehabilitation. Most of the ISO and IEC documents are available in both French and English. IEC/TR 61364 provides the hydraulic machine component nomenclature in six languages.

Certain National Standards cited above and in the bibliography provide an indication of available references. Other equivalent National Standards may be used when appropriate.

8.3 Information to be included in the tender documents

The following is a checklist of the data which should appear in the Technical Specifications or elsewhere in the tender document.

- Site conditions including:
 - range of plant “height” (gross head);
 - information regarding intake structure, gates, tunnels, penstock, valves and tailrace (to permit the determination of head losses, if they have not been measured);

- information on current turbine water passage condition including surface roughness;
- range of “specific hydraulic energy” (net head);
- available discharge;
- headwater and tailwater elevation ranges;
- tailrace rating curve (elevation vs. discharge);
- discharge data with corresponding headwater elevation, and tailwater elevation as a percentage of time;
- water temperature range and water quality (physico-chemical and entrained solids such as sand, silt, etc.);
- centreline elevation of turbine distributor and all other essential characteristic of the turbine;
- powerhouse layout and unit rotational direction.
- Intended operational use such as base load, peaking service, run of river or any other constraints.
- Environmental constraints.
- Powerhouse and/or geometry constraints
- Customer requirements:
 - runner construction type;
 - unit axis (vertical or horizontal);
 - rotational synchronous speed (generator current design criterion);
 - current runaway design speed of generator (may be different from current steady-state runaway speed).
- Performance evaluation criteria and penalties (efficiency, power, cavitation and/or suspended particle erosion).
- Testing requirements for baseline and final model testing and/or field testing.
- Codes and standards for design, manufacturing, and testing of turbines.
- Mechanical design requirements.
- Sufficient penstock detail for transient analysis.
- Delivery schedules.
- Geometry and materials of existing turbine from “as-built” drawings (i.e. runner and runner clearances, shaft, guide bearing, shaft seal, spiral case, draft tube with complete water passage dimensions, draft tube liner, discharge or foundation ring, stay ring with stay vane profile details, headcover, bottom ring, guide vanes (including hydraulic and friction torque characteristics if known), guide vane operating mechanism, servomotors and stroke limitations).
- Current limiting capacities of the generator and/or transformer (lower of the two) including maximum capacity and, details of steps which the owner is prepared to consider modifying these (economic analyses are required).
- Current thrust bearing capacity.

8.4 Documents to be developed in the course of the project

The following is a list of documents to be obtained from the existing files or to be developed in the course of the work. The participant responsible for the preparation of each of these documents will depend upon what contractual arrangements are envisaged for each particular project:

- a) before contract work begins:
 - pre-disassembly operational or ‘signature’ test procedure;
 - pre-disassembly operational or ‘signature’ test report;
 - disassembly and re-assembly procedure;
 - pre-disassembly alignment checks;
 - equipment assessment and inspection procedure;
 - re-assembly alignment check procedure;
 - re-assembly testing scope and procedures;
 - concrete substructure stability inspection report;
 - commissioning procedure.
- b) Pre unit un-watering data:
 - Signature test consisting of following:
 - shaft runout vs. speed off-line and vs. load;
 - turbine stability (measurement of the draft tube and spiral case pressures and their fluctuations plotted against load for a known specific hydraulic energy);
 - vibration measurements (vertical and horizontal directions of guide bearing housing);
 - temperatures of bearings and shaft seal (observe the cooling water flow rate and temperatures in and out);
 - power gate test (generator output measured versus guide vane position for a known specific hydraulic energy);
 - load rejection test (measurement of speed and pressure rise during load rejection at 25 %, 50 %, 75 % and 100 % of full load);
 - servomotor differential pressure test (differential pressure of servomotor versus incremental servomotor stroke in both the guide vane opening and closing directions, this is required when existing guide vane hydraulic torque is not available but desirable in all cases).
 - Efficiency test:
 - index tests (measurement of the relative efficiency of the turbine) or
 - absolute efficiency tests.
- c) Post unit un-watering:
 - guide vane contact clearances (verify the contact line clearances with and without servomotor squeeze);
 - guide vane upper and lower clearances (with and without squeeze);
 - guide vane opening versus servomotor stroke (angle of opening and open space between vanes);
 - guide vane opening and closing times, turbine in the dry with cushioning time.

- d) Unit disassembly:
 - alignment and clearances verification and recording (shaft positions at all bearings, runner wearing rings, generator air gap);
 - verification of auxiliary system components for wear, damage or any other pertinent observations (greasing systems, oil, air and cooling water piping, instrumentation, walkways, etc.);
 - verification of generator components for wear, damage or any other pertinent observations;
 - verification of turbine components for wear, damage or any other pertinent observations, with particular attention to be given to the guide vane mechanism).
- e) Unit reassembly:
 - dimensions, alignment, clearances and manual rotation runouts, verification and recording.
- f) Commissioning:
 - dry test and calibration reports of all instruments;
 - dry test of the guide vane mechanism and servomotors including closing times and cushioning;
 - wet tests reports, to include the execution or the repetition of all signature tests described in b) here before and recommended at pre unit un-watering stage;
 - heat run report to testify the proper steady state operation of the unit at full load.
- g) At design stage:
 - design calculations for turbine shaft;
 - design calculations for runner;
 - design justification for the runner wear ring clearances, material and design details;
 - design calculation for any modified component;
 - CFD analysis of water passage components (runner, guide vanes and stay vanes, spiral case or semi-spiral case, draft tube);
 - unit flow, output, efficiency and hydraulic thrust over the specified performance range;
 - transient calculations for new operating characteristics and impact on speed rise and pressure rise and resulting guide vane servomotor closing law with corresponding nominal and effective cushioning times;
 - drawings, engineering instructions, purchase specifications (raw material, or sub-contracted elements bought or fabricated), shop testing procedures.

Bibliography

International and National Standards commonly referenced when preparing the specification for tendering documents covering turbine rehabilitation include the following:

- IEC 60041, *Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines*
- IEC 60193, *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests*
- IEC 60545, *Guide for the commissioning, operation and maintenance of hydraulic turbines*
- IEC 60609 (all parts), *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines - Cavitation pitting evaluation*
- IEC 60994, *Guide for field measurement of vibrations and pulsations in hydraulic machines (turbines, storage pumps and pump-turbines)*
- IEC/TR 61364, *Nomenclature for hydroelectric powerplant machinery*
- IEC/TR 61366 (all parts), *Hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines – Tendering documents*
- ASME PTC 18, *Hydraulic Turbines and Pump-Turbines*
- ASME Boiler and Pressure Vessel Code: *Section VIII Rules for Construction of Pressure Vessels*
- ASTM A609/A609M, *Standard Practice for Castings, Carbon, Low-Alloy, and Martensitic Stainless Steel, Ultrasonic Examination Thereof*
- ASTM E125, *Standard reference photographs for magnetic particle indications on ferrous castings*
- ASTM E165, *Standard practice for liquid penetrant examination*
- ASTM E433, *Standard reference photographs for liquid penetrant inspection*
- ASTM E709-80, *Standard practice for magnetic particle examination*
- ISO 1940-1, *Mechanical vibration - Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state - Part 1: Specification and verification of balance tolerances*
- IEEE 810, *Hydraulic Turbine And Generator Integrally Forged Shaft Couplings And Shaft Runout Tolerances*
- CEA Engineering and Operating Division: *Hydroelectric Turbine-Generator Units Guide For Erection Tolerances and Shaft System Alignment Part I - Definitions*
- CEA Engineering and Operating Division: *Hydroelectric Turbine-Generator Units Guide For Erection Tolerances and Shaft System Alignment Part II – Vertical Shaft Units with Francis Turbines or Reversible Pump-Turbines*
- CEA Engineering and Operating Division: *Hydroelectric Turbine-Generator Units Guide For Erection Tolerances and Shaft System Alignment Part III – Vertical Shaft Units with Fixed-blade Propeller and Kaplan Turbines*
- CEA Engineering and Operating Division: *Hydroelectric Turbine-Generator Units Guide For Erection Tolerances and Shaft System Alignment Part IV – Vertical Shaft Units with Impulse Turbines*

- CEA Engineering and Operating Division: *Hydroelectric Turbine-Generator Units Guide For Erection Tolerances and Shaft System Alignment Part V – Maintenance of Vertical Shaft Units (All Types of Turbines or Pump-Turbines) Limits for Key Parameters*
-

LICENSED TO MECON Limited. - RANCHI/BANGALORE
FOR INTERNAL USE AT THIS LOCATION ONLY, SUPPLIED BY BOOK SUPPLY BUREAU.

SOMMAIRE

AVANT-PROPOS.....	136
INTRODUCTION.....	138
1 Domaine d'application et objet.....	139
2 Termes et définitions	139
3 Les raisons motivant une réhabilitation.....	140
3.1 Généralités.....	140
3.2 Augmentation de la fiabilité et de la disponibilité	142
3.3 Augmentation de la durée de vie et rétablissement des performances	143
3.4 Amélioration des performances	143
3.5 Amélioration de la sécurité de la centrale	143
3.6 Aspects environnementaux, sociaux et réglementaires	143
3.7 Réduction des coûts d'entretien et de fonctionnement.....	144
3.8 Autres considérations.....	144
4 Les phases d'un projet de réhabilitation.....	144
4.1 Généralités.....	144
4.2 Choix de l'organisation	146
4.2.1 Généralités.....	146
4.2.2 Expertise requise.....	146
4.2.3 Mise en place du contrat.....	146
4.3 Niveau d'évaluation et détermination de l'envergure des travaux.....	147
4.3.1 Généralités.....	147
4.3.2 Etude de faisabilité – Etape 1	148
4.3.3 Etude de faisabilité – Etape 2	148
4.3.4 Etude de détail	148
4.4 Eléments contractuels	154
4.4.1 Généralités.....	154
4.4.2 Contenu des spécifications.....	154
4.4.3 Documents d'appel d'offres et évaluation des offres	154
4.4.4 Attribution du contrat	155
4.5 Exécution du projet	155
4.5.1 Activités liées à l'essai sur modèle	155
4.5.2 Conception, construction, installation et essais.....	156
4.6 Evaluation des résultats et conformité avec les garanties.....	156
4.6.1 Généralités.....	156
4.6.2 Evaluation des performances de la turbine	157
4.6.3 Evaluation des performances de l'alternateur	157
4.6.4 Détermination des pénalités et/ou des primes.....	157
5 Planification, analyse des coûts et des risques	157
5.1 Planification	157
5.1.1 Généralités.....	157
5.1.2 Planification – Phases d'évaluation, de faisabilité et d'étude de détail	158
5.1.3 Evaluation de la composante planification des différentes options	158
5.1.4 Planification de la phase spécifications et appel d'offres.....	159
5.1.5 Planification des phases d'exécution du projet.....	160
5.2 Analyses économiques et financières	160

5.2.1	Généralités.....	160
5.2.2	Analyse coût-bénéfice	161
5.2.3	Identification des bénéfices anticipés	162
5.2.4	Identification des coûts et bénéfices anticipés	163
5.2.5	Analyse de sensibilité.....	164
5.2.6	Conclusions.....	165
5.3	Analyse des risques	165
5.3.1	Généralités.....	165
5.3.2	Risque de non accomplissement des performances.....	166
5.3.3	Risque de poursuivre l'exploitation sans réhabilitation	166
5.3.4	Risque de prolongement de l'arrêt des groupes	166
5.3.5	Risques financiers	167
5.3.6	Risque lié à l'étendue des travaux	167
5.3.7	Autres risques	168
6	Évaluation et détermination de l'envergure des travaux	168
6.1	Généralités.....	168
6.2	L'évaluation du site	168
6.2.1	Conditions hydrologiques	168
6.2.2	Production énergétique actuelle	169
6.2.3	Questions environnementales, sociales et réglementaires	170
6.3	L'évaluation de l'état de la turbine	171
6.3.1	Généralités.....	171
6.3.2	Évaluation de l'intégrité de la turbine.....	200
6.3.3	Durée de vie résiduelle.....	209
6.3.4	Évaluation de la performance de la turbine	210
6.4	Évaluation de l'équipement connexe.....	232
6.4.1	Généralités.....	232
6.4.2	Alternateur et palier de butée	237
6.4.3	Régulateur de vitesse de la turbine	239
6.4.4	Vanne de garde à l'entrée ou à la sortie de la turbine, vanne de décharge	239
6.4.5	Équipements auxiliaires.....	239
6.4.6	Équipement de démontage, de montage et d'entretien.....	240
6.4.7	Conduites forcées et autres passages hydrauliques	240
6.4.8	Conséquences des changements dans l'énergie hydraulique massique (chute) de la centrale.....	241
7	Conception hydraulique et choix des essais de performance	241
7.1	Généralités.....	241
7.2	Calculs entrepris lors du tracé hydraulique	242
7.2.1	Généralités.....	242
7.2.2	Le rôle des CFD	243
7.2.3	Le processus d'un cycle de calculs CFD.....	243
7.2.4	La précision des résultats CFD.....	244
7.2.5	Comment utiliser les CFD pour les réhabilitations.....	245
7.2.6	Comparaison entre CFD et essais sur modèle	245
7.3	Essais sur modèle.....	246
7.3.1	Généralités.....	246
7.3.2	Similitude de l'essai sur modèle.....	247
7.3.3	Contenu de l'essai sur modèle.....	247

7.3.4	Application de l'essai sur modèle.....	248
7.3.5	Choix du lieu de l'essai sur modèle	250
7.4	Essai de performance sur prototype	251
7.4.1	Généralités.....	251
7.4.2	Précision des essais de performance sur prototype	252
7.4.3	Types d'essais de performance sur prototype.....	253
7.4.4	Evaluation des résultats	253
8	Cahier des charges	254
8.1	Généralités.....	254
8.2	Normes de référence.....	254
8.3	Information à inclure dans les documents d'appel d'offres	255
8.4	Documents à produire en cours d'exécution du projet.....	257
	Bibliographie.....	259
	Figure 1 – Diagramme indiquant la logique du processus de réhabilitation.....	145
	Figure 2 – Régions critiques pour les fissures “A” et “B” dans les augets de roues Pelton	208
	Figure 3 – Rendement relatif versus puissance relative – Roues originale et nouvelle	212
	Figure 4 – Rendement relatif versus puissance – Roues d'origine et nouvelle – Centrale d'Outardes 3.....	213
	Figure 5 – Rendement (modèle) et distribution de pertes en fonction de la vitesse spécifique pour les turbines Francis en 2005	214
	Figure 6 – Gain de rendement relatif suite à la modification des aubes sur la roue de La Grande 3, Québec, Canada.....	216
	Figure 7a – Gain potentiel de rendement attendu de la réhabilitation d'une turbine Francis	221
	Figure 7b – Gain de rendement potentiel attendu d'une réhabilitation de turbine Kaplan	222
	Figure 8 – Érosion de cavitation et de corrosion dans une roue Francis.....	223
	Figure 9 – Érosion de la face extérieure à l'entrée d'un auget de roue Pelton	224
	Figure 10 – Érosion de cavitation sur le bord d'attaque d'une aube de pompe-turbine Francis causée par une exploitation à très faible charge pendant de longues périodes	225
	Figure 11 – Dommages sévères dus à l'érosion par particules en suspension dans une roue Francis	227
	Tableau 1 – Espérance de vie d'une centrale hydroélectrique et de ses sous-composants avant travaux de grande ampleur	142
	Tableau 2 – Évaluation des pièces encastrées de la turbine – Avant-distributeur	173
	Tableau 3 – Évaluation des pièces encastrées de la turbine – Bâche spirale ou semi-spirale	174
	Tableau 4 – Évaluation des pièces encastrées de la turbine – Manteau de roue/ceinture de sortie	175
	Tableau 5 – Évaluation des pièces encastrées de la turbine – Aspirateur	176
	Tableau 6 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine – Flasque supérieur	177
	Tableau 7 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine – Flasques intermédiaire et intérieur	180
	Tableau 8 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine – Flasque	

inférieur	181
Tableau 9 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine – Directrices.....	183
Tableau 10 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine – Mécanisme de vannage.....	185
Tableau 11 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine – Cercle de vannage.....	186
Tableau 12 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine – Servomoteurs.....	187
Tableau 13 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine – Paliers guides	188
Tableau 14 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine – Joint d'étanchéité de l'arbre turbine (joint mécanique ou joint presse étoupe).....	190
Tableau 15 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine – Support de pivoterie.....	190
Tableau 16 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine – Injecteurs	191
Tableau 17 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine – Déflecteurs et dissipateurs d'énergie.....	191
Tableau 18a – Évaluation des pièces tournantes de la turbine – Roue.....	192
Tableau 18b – Évaluation des pièces tournantes de la turbine – Roue.....	195
Tableau 18c – Évaluation des pièces tournantes de la turbine – Roue.....	196
Tableau 19 – Évaluation des pièces tournantes de la turbine – Arbre turbine.....	197
Tableau 20 – Évaluation des pièces tournantes de la turbine – Chapeau de distribution et conduits de distribution d'huile.....	198
Tableau 21 – Évaluation des auxiliaires de la turbine – Régulateur de vitesse et de charge	198
Tableau 22 – Évaluation des auxiliaires de la turbine – Système d'aération de la turbine	199
Tableau 23 – Évaluation des auxiliaires de la turbine – Système de graissage (mécanisme de vannage).....	200
Tableau 24 – Augmentation potentielle du rendement d'une turbine Francis (%) pour une modification du profil de roue seulement.....	215
Tableau 25 – Répercussion potentielle de la conception et de la condition des labyrinthes de roue sur le rendement des turbines Francis lors d'un remplacement de roue ou de sa réhabilitation (%).....	218
Tableau 26 – Gain total attendu d'un remplacement de roue Francis incluant l'amélioration du tracé des aubes, du rétablissement des finis de surface et de la réduction des fuites aux labyrinthes.....	219
Tableau 27 – Gains de rendement potentiels attendus d'une réhabilitation ou d'un remplacement des autres composants du conduit hydraulique d'une turbine Francis de 50 à 60 ans d'âge (%).....	219
Tableau 28 – Évaluation de l'équipement connexe – Régulateur de vitesse.....	234
Tableau 29 – Évaluation de l'équipement connexe – Alternateur et palier de butée.....	235
Tableau 30 – Évaluation de l'équipement connexe – Conduite forcée et vanne de garde.....	236
Tableau 31 – Évaluation de l'équipement connexe – Ouvrages civils.....	237
Tableau 32 – Évaluation de l'équipement connexe – Pont roulant, équipement de montage	237

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

**TURBINES HYDRAULIQUES, POMPES D'ACCUMULATION
ET POMPES TURBINES – RÉHABILITATION
ET AMÉLIORATION DES PERFORMANCES**

AVANT-PROPOS

- 1) La Commission Electrotechnique Internationale (CEI) est une organisation mondiale de normalisation composée de l'ensemble des comités électrotechniques nationaux (Comités nationaux de la CEI). La CEI a pour objet de favoriser la coopération internationale pour toutes les questions de normalisation dans les domaines de l'électricité et de l'électronique. A cet effet, la CEI – entre autres activités – publie des Normes internationales, des Spécifications techniques, des Rapports techniques, des Spécifications accessibles au public (PAS) et des Guides (ci-après dénommés "Publication(s) de la CEI"). Leur élaboration est confiée à des comités d'études, aux travaux desquels tout Comité national intéressé par le sujet traité peut participer. Les organisations internationales, gouvernementales et non gouvernementales, en liaison avec la CEI, participent également aux travaux. La CEI collabore étroitement avec l'Organisation Internationale de Normalisation (ISO), selon des conditions fixées par accord entre les deux organisations.
- 2) Les décisions ou accords officiels de la CEI concernant les questions techniques représentent, dans la mesure du possible, un accord international sur les sujets étudiés, étant donné que les Comités nationaux de la CEI intéressés sont représentés dans chaque comité d'études.
- 3) Les Publications de la CEI se présentent sous la forme de recommandations internationales et sont agréées comme telles par les Comités nationaux de la CEI. Tous les efforts raisonnables sont entrepris afin que la CEI s'assure de l'exactitude du contenu technique de ses publications; la CEI ne peut pas être tenue responsable de l'éventuelle mauvaise utilisation ou interprétation qui en est faite par un quelconque utilisateur final.
- 4) Dans le but d'encourager l'uniformité internationale, les Comités nationaux de la CEI s'engagent, dans toute la mesure possible, à appliquer de façon transparente les Publications de la CEI dans leurs publications nationales et régionales. Toutes divergences entre toutes Publications de la CEI et toutes publications nationales ou régionales correspondantes doivent être indiquées en termes clairs dans ces dernières.
- 5) La CEI n'a prévu aucune procédure de marquage valant indication d'approbation et n'engage pas sa responsabilité pour les équipements déclarés conformes à une de ses Publications.
- 6) Tous les utilisateurs doivent s'assurer qu'ils sont en possession de la dernière édition de cette publication.
- 7) Aucune responsabilité ne doit être imputée à la CEI, à ses administrateurs, employés, auxiliaires ou mandataires, y compris ses experts particuliers et les membres de ses comités d'études et des Comités nationaux de la CEI, pour tout préjudice causé en cas de dommages corporels et matériels, ou de tout autre dommage de quelque nature que ce soit, directe ou indirecte, ou pour supporter les coûts (y compris les frais de justice) et les dépenses découlant de la publication ou de l'utilisation de cette Publication de la CEI ou de toute autre Publication de la CEI, ou au crédit qui lui est accordé.
- 8) L'attention est attirée sur les références normatives citées dans cette publication. L'utilisation de publications référencées est obligatoire pour une application correcte de la présente publication.
- 9) L'attention est attirée sur le fait que certains des éléments de la présente Publication de la CEI peuvent faire l'objet de droits de propriété intellectuelle ou de droits analogues. La CEI ne saurait être tenue pour responsable de ne pas avoir identifié de tels droits de propriété et de ne pas avoir signalé leur existence.

La Norme internationale CEI 62256 a été établie par le comité d'études 4 de la CEI: Turbines hydrauliques.

Le texte de cette norme est issu des documents suivants:

FDIS	Rapport de vote
4/231/FDIS	4/234/RVD

Le rapport de vote indiqué dans le tableau ci-dessus donne toute information sur le vote ayant abouti à l'approbation de cette norme.

Cette publication a été rédigée selon les Directives ISO/CEI, Partie 2.

Cette norme constitue un guide.

Le comité a décidé que le contenu de cette publication ne sera pas modifié avant la date de maintenance indiquée sur le site web de la CEI sous "<http://webstore.iec.ch>" dans les données relatives à la publication recherchée. A cette date, la publication sera

- reconduite,
- supprimée,
- remplacée par une édition révisée, ou
- amendée.

INTRODUCTION

Les propriétaires de centrales hydroélectriques font d'importants investissements annuellement pour la réhabilitation des équipements (turbines, alternateurs, transformateurs, conduites, vannes, etc.) et leurs structures afin d'en améliorer le niveau de service à leurs clients ainsi qu'en optimisant leurs revenus. Sans la présence d'un guide, les propriétaires peuvent subir des dépenses ou être sujets à des risques non nécessaires et ainsi atteindre des résultats non optimisés. Ce guide se propose comme outil dans le processus d'optimisation.

Le TC 4 de la CEI désire remercier l'IEA pour l'accès à leur document *Guidelines on Methodology for Hydroelectric Francis Turbine Upgrading by Runner Replacement* qui a servi de point de départ de cette norme. Le TC 4 de la CEI apprécie cette contribution et reconnaît que le document de l'IEA a été une très bonne base pour la présente norme..

TURBINES HYDRAULIQUES, POMPES D'ACCUMULATION ET POMPES TURBINES – RÉHABILITATION ET AMÉLIORATION DES PERFORMANCES

1 Domaine d'application et objet

Le domaine d'application de cette Norme internationale englobe les turbines, les pompes d'accumulation et les pompes-turbines de toutes tailles et des types suivants:

- Francis;
- Kaplan;
- hélice;
- Pelton (turbines seulement);
- bulbe.

A chaque fois que le texte de ce guide fait référence aux turbines ou aux composants d'une turbine, ces termes devront être interprétés comme englobant aussi les machines ou les composants comparables des pompes d'accumulation ou des pompes-turbines selon le cas.

Ce guide identifie aussi, mais sans entrer dans les détails, les autres équipements des centrales qui pourraient affecter ou qui pourraient être affectés par la réhabilitation des turbines hydrauliques, des pompes d'accumulation ou des pompes-turbines.

L'objet de ce guide est de fournir une aide à l'identification, à l'évaluation et à l'exécution de projets de réhabilitation et d'amélioration des performances de turbines hydrauliques, de pompes d'accumulation et de pompes-turbines. Ce guide peut être utilisé par les propriétaires, les consultants et les fournisseurs pour définir:

- les besoins et les aspects financiers liés à la réhabilitation et à l'amélioration des performances;
- l'envergure des travaux;
- les spécifications;
- l'évaluation des résultats.

Ce guide se veut:

- une aide au processus décisionnel;
- une bonne source d'informations sur la réhabilitation;
- un indicateur des étapes-clés du processus de réhabilitation;
- un indicateur des éléments à considérer dans le processus décisionnel.

Ce guide n'est pas un manuel d'ingénierie détaillé, ni un guide d'entretien.

2 Termes et définitions

Pour les besoins du présent document, les termes et définitions suivants s'appliquent.

Le terme "réhabilitation" est défini comme la combinaison des notions suivantes:

- le rétablissement de la capacité et/ou du rendement de l'équipement à des niveaux proches des niveaux du neuf;

- l'augmentation de la durée de vie de l'équipement par le rétablissement de son intégrité mécanique.

Le terme « amélioration des performances » signifie l'augmentation de la capacité et/ou du rendement au-delà de ceux de la machine originale et peut faire partie de la réhabilitation.

Si beaucoup d'autres termes sont employés couramment pour définir le travail de « réhabilitation » et d'« amélioration des performances », il est néanmoins suggéré d'utiliser les termes ci-dessus. Quelques-uns des termes considérés et écartés incluent:

- réfection - rétablissement de l'intégrité mécanique et du rendement;
- augmentation de puissance - augmentation de la capacité (puissance) nominale qui peut résulter en partie du rétablissement ou de l'augmentation du rendement;
- remise en état - rétablissement de l'intégrité mécanique;
- modernisation - peut signifier amélioration des performances et remplacement de technologies obsolètes;
- redéveloppement - terme fréquemment utilisé pour signifier le remplacement de la centrale et qui peut concerner le changement des conditions hydrauliques et hydrologiques du site, ce qui implique, la plupart du temps, un changement du mode de fonctionnement de la centrale;
- rénovation - rétablissement de l'intégrité mécanique accompagné, la plupart du temps, du rétablissement des performances (proche de « réhabilitation », le terme à préférer);
- remplacement - fait d'habitude référence à des composants spécifiques mais peut concerner la machine hydraulique complète dans le cas des petites machines.

La nomenclature dans ce guide est conforme à la CEI/TR 61364, qui fournit la « Nomenclature » en six langues pour faciliter la corrélation avec la terminologie de ce guide.

3 Les raisons motivant une réhabilitation

3.1 Généralités

Les installations de production d'hydroélectricité sont parmi les structures et les équipements les plus robustes, les plus fiables et les plus durables jamais produits. La robustesse des équipements permet aux propriétaires de faire fonctionner ces installations sans réhabilitation importante pendant des périodes de temps relativement longues. La durée de vie fiable d'une turbine avant qu'une réhabilitation de grande ampleur ne soit nécessaire est typiquement de 30 à 50 ans en fonction du type de machine, de sa conception, de la qualité de fabrication, de la sévérité des conditions de fonctionnement et d'autres considérations du même ordre. Cependant, tous les équipements de production vont inévitablement voir leurs performances, leur fiabilité et leur disponibilité décliner avec le temps, ce qui conduit un propriétaire à se poser la question fondamentale de ce qu'il faut faire avec une centrale vieillissante. Répondre à cette question cruciale n'est pas facile puisqu'elle fait intervenir plusieurs notions étroitement liées entre elles comme les revenus, les coûts de fonctionnement et d'entretien, la fiabilité, la disponibilité, la sécurité et la mission des centrales de production d'énergie à l'intérieur du système global. Au final, le propriétaire devra décider de réhabiliter la centrale ou de la fermer. A un moment donné, le fait de reporter une réhabilitation de grande ampleur cesse d'être une option. Cela peut venir de la défaillance d'un composant essentiel ou d'une évaluation économique. Le fait de cesser l'exploitation commerciale ne relève pas forcément un propriétaire de ses responsabilités vis-à-vis de l'entretien des structures de génie civil, de la régulation des débits et de tous les autres aspects qui ont un impact sur les obligations du propriétaire vis-à-vis de la centrale.

La raison fondamentale amenant à envisager une réhabilitation est habituellement de maximiser le retour sur l'investissement et cela comprend normalement un ou plusieurs des éléments suivants:

- augmentation de la fiabilité et de la disponibilité;
- augmentation de la durée de vie et rétablissement des performances;
- amélioration des performances:
 - rendement;
 - puissance;
 - réduction de l'érosion par cavitation;
 - élargissement du domaine de fonctionnement;
- amélioration de la sécurité de la centrale;
- considérations environnementales, sociales ou réglementaires;
- réduction des coûts d'entretien et de fonctionnement;
- autres aspects:
 - modifications réglementaires;
 - critères politiques;
 - image de l'entreprise;
 - changement des conditions hydrologiques;
 - changement des conditions du marché.

Le moment opportun pour amorcer une réhabilitation se situe avant que de graves et fréquents problèmes ne se manifestent comme par exemple: la défaillance du bobinage de l'alternateur, la fissuration importante de la roue, les dégâts causés par l'érosion par cavitation ou par des particules solides, la défaillance des paliers ou des problèmes de désalignement dus aux mouvements des fondations (voir Tableau 1). Quand une centrale atteint ce stade, il est clair que des évaluations tant économiques que techniques de l'état des équipements auraient dues être menées des années auparavant. Si les études de réhabilitation sont menées trop tardivement, à la fin de la vie utile de la centrale et de ses équipements, l'exploitant peut perdre la possibilité d'étudier un large éventail d'options. A une certaine étape de la vie de la centrale, les défaillances catastrophiques pouvant entraîner des dégâts colossaux voire des pertes en vies humaines sont des risques bien réels.

S'il est possible d'augmenter de façon significative la capacité d'une centrale à générer des profits en remplaçant les équipements ou certains composants par d'autres à la pointe de la technologie, on peut facilement justifier d'effectuer une réhabilitation avant la date à laquelle elle aurait été nécessaire pour des raisons purement de fiabilité ou d'augmentation de la durée de vie.

Typiquement, la durée de vie additionnelle d'une centrale réhabilitée dépassera 25 ans avec un entretien normal. La durée de vie résiduelle de la centrale dépend de la durée de vie résiduelle de chaque groupe de composants pris séparément et ne peut être déterminée qu'en faisant une évaluation de l'ensemble des composants en incluant le génie civil.

Il convient qu'une réhabilitation donne comme résultat une machine dont les caractéristiques sont très proches du neuf.

Tableau 1 – Espérance de vie d'une centrale hydroélectrique et de ses sous-composants avant travaux de grande ampleur

Élément de la centrale	Espérance de vie (Années)	Points à considérer
Génie civil		
Barrage, canaux, tunnels, cavernes, réservoirs, cheminées d'équilibre	60 à 80	Durée des droits sur l'eau, qualité du travail, état de détérioration, sécurité, perte d'eau.
Bâtiments de la centrale, structures de contrôle de l'eau, déversoirs, désableurs, conduites, blindages, routes, ponts	40 à 50	Etat général, contraintes appliquées, qualité des matériaux, état de l'art, sécurité, qualité de l'acier, corrosion, entretien.
Installations mécaniques		
Machines hydrauliques		
Turbines Kaplan et Bulbe	25 à 50	Sécurité de fonctionnement, perte d'eau, dégâts liés à la cavitation, érosion, corrosion, fissures, détérioration du rendement, amélioration des performances.
Turbines Francis, Pelton et Hélices	30 à 50	
Pompes-turbines (tous les types)	25 à 35	
Pompes d'accumulation (tous les types)	25 à 35	
Équipements mécaniques lourds et auxiliaires		
Vannes wagon, vannes radiales, vannes papillon, vannes sphériques, ponts roulants, équipements mécaniques auxiliaires	25 à 40	Qualité des matériaux, conditions de fonctionnement, sécurité, qualité des équipements, contraintes appliquées, amélioration des performances.
Installations électriques		
Alternateurs, transformateurs	25 à 40	Etat des bobinages et des circuits magnétiques, propreté, sécurité de fonctionnement, avancement de la technologie, état général, qualité des équipements, entretien.
Commutateurs haute tension, équipements électriques auxiliaires, équipements de contrôle.	20 à 25	
Batteries, équipements courant continu.	10 à 20	
Lignes de transmission d'énergie		
Tours en acier	30 à 50	Droits de passage, corrosion, sécurité de fonctionnement, conditions climatiques, qualité des matériaux, avancement de la technologie, rapport capacité/conditions de fonctionnement.
Tours en béton	30 à 40	
Poteaux de bois	20 à 25	
Lignes et câbles	25 à 40	

3.2 Augmentation de la fiabilité et de la disponibilité

Une réhabilitation réalisée avec minutie peut améliorer de façon significative la fiabilité et la disponibilité des groupes. On peut attendre une disponibilité de 98 % d'une réhabilitation bien réalisée. Normalement, il en découle moins de pertes d'exploitation associées à l'indisponibilité des groupes pour des arrêts programmés et moins d'interruptions imprévisibles. Par nature, les arrêts forcés pour une réparation non planifiée coûtent habituellement plus cher qu'une réparation similaire planifiée, surtout lorsqu'on tient compte du manque à gagner qui en découle.

3.3 Augmentation de la durée de vie et rétablissement des performances

La durée de vie utile d'une turbine peut être grandement augmentée par la réhabilitation ou le remplacement de ses composants. Les caractéristiques de fonctionnement et l'intégrité mécanique des machines peuvent être ramenées à des niveaux proches des niveaux du neuf, ce qui garantit un fonctionnement sûr et fiable pendant une longue période.

Le rétablissement des performances se fait généralement par la remise à neuf des passages hydrauliques et des labyrinthes de roue bien que, pour le conduit hydraulique hors du distributeur et de la roue, ce n'est pas toujours justifié du point de vue économique, d'où l'utilisation fréquente du terme « presque à neuf ».

L'augmentation attendue de la durée de vie d'une turbine réhabilitée dépendra en grande partie du type de machine et des conditions de fonctionnement avant et après réhabilitation. Cependant, s'il réalise des travaux d'importance, le propriétaire obtiendra normalement une augmentation de la durée de vie de 25 ans et plus.

3.4 Amélioration des performances

Les progrès réalisés dans les outils de conception, les essais sur modèle, les matériaux, les techniques de fabrication et d'inspection ont permis d'améliorer sensiblement la puissance, les rendements et les performances en cavitation. Si l'équipement existant ne présente pas de problème d'érosion par cavitation, l'équipement de remplacement, de conception moderne, ne devrait pas en présenter non plus, même avec une augmentation significative du débit. Si l'équipement existant présente des problèmes d'érosion par cavitation, l'équipement de remplacement devrait réduire ou résoudre ces problèmes. Le gain relatif de performances dépend, bien sûr, des paramètres du site mais, dans la plupart des cas, il s'avère rentable de remplacer la roue et parfois les directrices, surtout si les groupes doivent être démontés et remontés de toute façon pour réparation en vue d'en augmenter la durée de vie et la fiabilité.

Dans certains cas, on pourra aussi augmenter la production d'énergie en augmentant l'énergie hydraulique massique (chute) du site si, évidemment, les modifications requises aux structures de retenue et aux conduites ou aux canaux sont rentables. Cela exige normalement l'obtention d'un permis pour modifier les règles de gestion du plan d'eau.

Dans certains cas, il peut aussi être justifié de changer la vitesse de rotation des groupes.

3.5 Amélioration de la sécurité de la centrale

Sans une approche proactive de l'entretien et de la réhabilitation, le risque d'une défaillance majeure augmentera continuellement. Cela peut entraîner de graves conséquences à la fois financières et peut-être même civiles dues à des pertes humaines ou à d'éventuels dégâts matériels.

Il convient de ne pas ignorer le risque toujours croissant de défaillance d'un composant qui se répercute à plusieurs autres composants. Un exemple de ce scénario serait la rupture d'une aube de roue ou la casse d'une directrice due à l'érosion et/ou à des fissures importantes au niveau des tourillons. Une directrice cassée peut interférer avec les aubes de la roue, ce qui peut causer, on le sait, des dommages en cascade au niveau des composants adjacents comme la roue, la ceinture de sortie, le flasque inférieur, le flasque supérieur et l'avant-distributeur. Cela peut sembler être un cas extrême mais des cas documentés prouvent l'existence de ce type de dommages. Cet exemple doit servir à rappeler que les turbines ont une durée de vie donnée qui peut être augmentée en réalisant un entretien minutieux et rigoureux et, au final, un programme de réhabilitation.

3.6 Aspects environnementaux, sociaux et réglementaires

Lors de la réhabilitation d'une centrale hydroélectrique, des améliorations environnementales peuvent éventuellement être apportées dans les domaines suivants, sans rallonger la durée d'arrêt des groupes:

- réduction des contaminants dans l'eau;
- besoins en débits minimums;
- taux de variation de débits acceptables (rampe);
- débits réservés pour les poissons, la faune et la flore;
- réduction des matières dangereuses à l'intérieur de la centrale;
- amélioration de la quantité de gaz (oxygène) dissout dans l'eau;
- réduction de la mortalité et des dommages causés aux poissons;
- besoin en débits pour les activités de loisir;
- besoin en débits pour les usages domestiques et pour l'irrigation;
- réduction des émissions dues aux combustibles fossiles (une augmentation de la production d'électricité d'origine hydraulique réduit les émissions engendrées par la production d'énergie à partir de combustibles fossiles).

3.7 Réduction des coûts d'entretien et de fonctionnement

La réhabilitation des machines peut réduire de façon significative les coûts d'entretien par une diminution des coûts de main-d'œuvre et de matière. Elle peut réduire de manière plus importante encore la perte de revenus découlant d'une perte de capacité de production. La réhabilitation peut aussi être un moyen de remédier aux limitations de la conception de la turbine existante ou aux changements qui ont eu lieu depuis la construction et qui sont la cause des problèmes actuels d'entretien tels que vibrations, érosion de cavitation ou fluctuations de pression. La réhabilitation des turbines peut aussi être l'occasion d'automatiser la centrale et de réduire les futurs coûts de fonctionnement.

3.8 Autres considérations

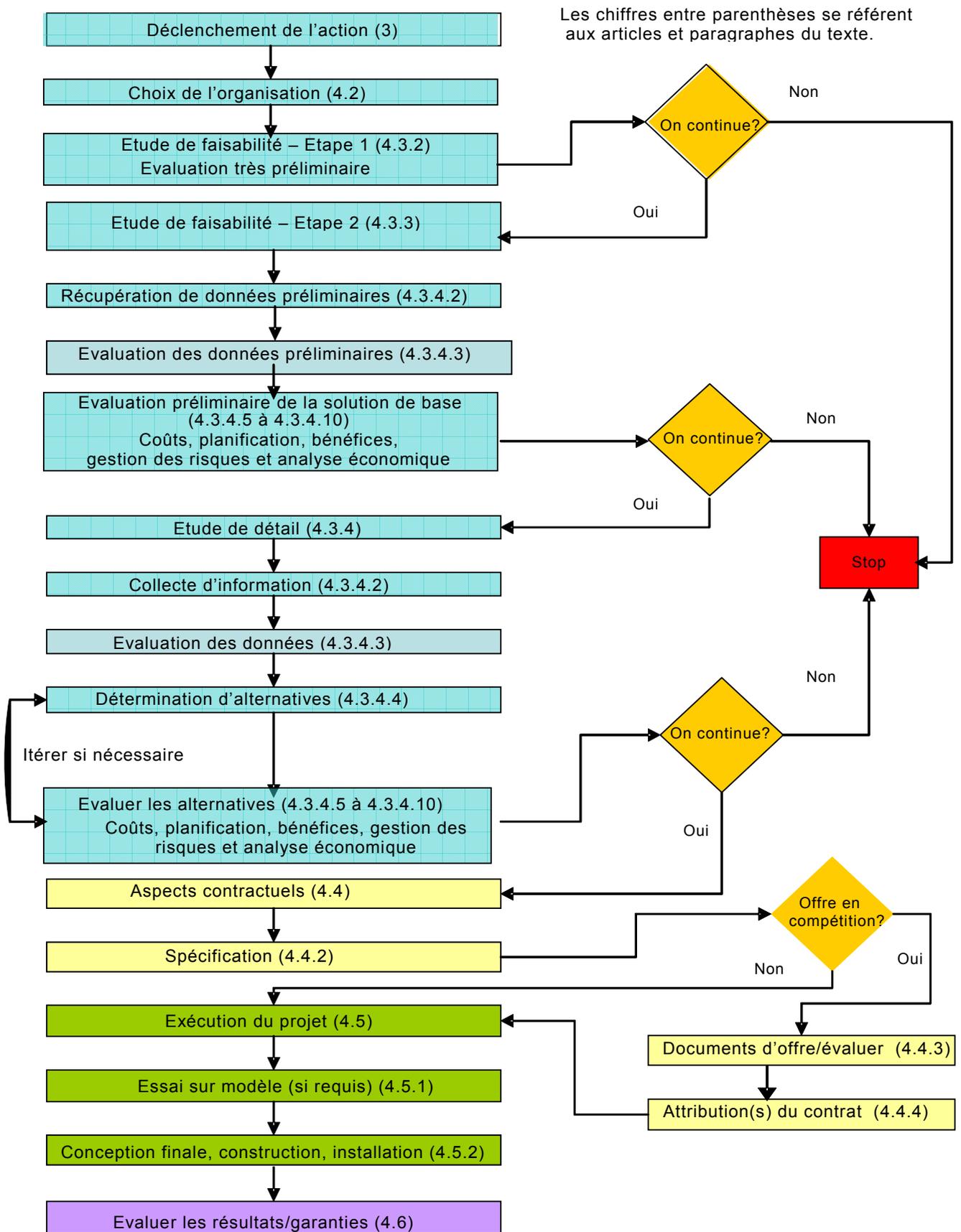
Un ou plusieurs autres critères comme ceux énumérés ci-dessous peuvent avoir un impact sur la décision de réhabiliter et sur le programme des travaux:

- les réglementations gouvernementales et leur évolution ou leur modification dans le temps peuvent encourager ou imposer certains travaux de réhabilitation;
- les critères politiques sont des considérations externes qui peuvent ne pas avoir de relation directe avec l'aspect physique des installations de production d'énergie électrique mais qui peuvent jouer un rôle important dans les décisions liées à la réhabilitation. Parmi ceux-ci, il faut notamment citer la politique de gestion de l'eau;
- l'image de l'entreprise peut représenter un critère prédominant dans la réhabilitation (maintien ou amélioration de son image), et même prendre le pas sur d'autres critères;
- les conditions hydrologiques peuvent avoir changé dans le temps;
- les conditions du marché peuvent avoir changé dans le temps.

4 Les phases d'un projet de réhabilitation

4.1 Généralités

La réhabilitation d'un groupe ou d'une centrale est un processus itératif complexe qui fait appel à un grand nombre de spécialités, qui s'étend sur une période de temps relativement longue, et qui se déroule en plusieurs phases. Ces dernières sont présentées sous forme d'ordinogramme à la Figure 1 et discutées plus en détail dans les paragraphes qui suivent.



LICENSED TO MECON Limited - RANCHI/BANGALORE
 FOR INTERNAL USE AT THIS LOCATION ONLY, SUPPLIED BY BOOK SUPPLY BUREAU.

Figure 1 – Diagramme indiquant la logique du processus de réhabilitation

4.2 Choix de l'organisation

4.2.1 Généralités

Le propriétaire se doit, dès qu'il a décidé d'étudier la possibilité d'une réhabilitation, de décider de la stratégie d'exécution du projet et de mettre en place l'équipe qui sera chargée de l'exécution, à partir de l'étude de faisabilité jusqu'à la mise en service. Il doit d'abord déterminer qui, en interne, fera partie de l'équipe de projet. La force de l'équipe interne que le propriétaire pourra ou décidera de mettre en place aura un impact sur la composition de la partie externe de celle-ci. Bien évidemment, il est indispensable pour une bonne évaluation, une bonne planification et une bonne exécution du projet de former une équipe de projet qualifiée et cohésive. Pendant les phases d'évaluation et de définition de l'envergure des travaux, il y a une multitude d'options à identifier et à évaluer pour déterminer la stratégie la plus rentable. Pendant les phases de planification et d'exécution, un effort d'équipe soutenu permettra de minimiser les "surprises" et, de ce fait, de minimiser le temps d'arrêt des groupes, les coûts et les pertes financières associées.

4.2.2 Expertise requise

Lors de la formation de l'équipe, il convient que le propriétaire garde à l'esprit que le processus de réhabilitation est un processus itératif à toutes les étapes de réalisation. Aux étapes d'études de faisabilité tout comme dans la planification détaillée finale, plusieurs domaines d'expertise différents doivent être mis à profit pour en arriver aux solutions les plus économiques (ou autre). On aura besoin de spécialistes en:

- exploitation et génération de revenus:
 - quels sont les problèmes de fonctionnement passés et présents?
 - comment exploite-on les groupes aujourd'hui?
 - comment le propriétaire est-il rémunéré aujourd'hui?
 - comment les groupes seront-ils exploités dans le futur?
 - comment le propriétaire sera-t-il rémunéré dans le futur?
- ingénierie hydraulique:
 - quelles sont les conditions actuelles et leurs limites?
 - quelles améliorations peuvent être apportées?
- évaluation de l'équipement (état et limitations de puissance):
 - turbine et alternateur;
 - tous les autres équipements mécaniques et électriques ainsi que le génie civil.
- estimation des coûts (tous les aspects);
- planification;
- obtention de permis d'exploitation;
- analyse économique et financière;
- conception de détail;
- essais sur modèle et essais sur place;
- construction de nouvelles pièces;
- réhabilitation des pièces existantes;
- transport;
- installation sur site;
- mise en service.

4.2.3 Mise en place du contrat

Deux stratégies de base existent pour la mise en place du contrat que ce soit pour le projet

en entier ou une partie seulement du projet: l'offre en concurrence ou bien l'accord négocié avec un fournisseur présélectionné. Le recours à une combinaison de ces stratégies est aussi possible:

- Certains préfèrent l'approche traditionnelle de l'offre en concurrence, de l'évaluation des offres et de l'attribution des contrats.
- D'autres préfèrent l'accord négocié ou le partenariat avec un fournisseur présélectionné pour former la partie externe de l'équipe, qui est en charge au moins de la fourniture et des réparations. Un tel accord peut ne couvrir que les phases "équipement" du processus telles que le démontage, la conception, la fabrication, le transport et l'installation (ce qui est classique pour les gros projets) ou il peut inclure toutes les phases, à partir de l'étude de faisabilité jusqu'à la mise en service (plus classique pour les petits projets). Ces accords peuvent ne couvrir qu'un seul équipement, comme la turbine, ou plusieurs types de matériels connexes pouvant inclure la vanne de garde, la turbine, le régulateur, l'alternateur, le système d'excitation et les équipements de contrôle.

Dans l'une ou l'autre des stratégies choisies, le propriétaire peut faire appel aux services d'un consultant externe selon ses besoins. Son degré d'implication sera habituellement fonction des capacités et de la disponibilité du personnel interne, de la nature et de l'étendue de la réhabilitation, tant pour les structures que pour les équipements, et du niveau de confort et de confiance qu'a le propriétaire à travailler directement avec un ou plusieurs fournisseurs.

Quelle que soit la composition de l'équipe, l'étendue de fourniture et les objectifs doivent être très clairs. Il est important de bien préciser les choses dans l'une ou l'autre des approches. Dans tous les accords et tous les contrats, la clarté est un élément indispensable.

Le choix du type de contrat aura certes un impact sur le détail du déroulement des différentes étapes, mais celles-ci restent fondamentalement très similaires quel que soit le type de contrat. Aussi, les paragraphes suivants décrivent les étapes de base sans distinction du type de contrat. Le propriétaire doit évaluer l'impact que le type de contrat retenu pourra avoir sur l'atteinte des objectifs d'amélioration de performance, le coût, le programme des travaux, les objectifs environnementaux, les questions sociales et légales, l'amélioration de la sécurité et la génération des revenus futurs.

4.3 Niveau d'évaluation et détermination de l'envergure des travaux

4.3.1 Généralités

Les paragraphes 4.3.2 à 4.3.4 proposent trois niveaux d'évaluation et de définition de l'envergure des travaux: l'étude de faisabilité – étape 1; l'étude de faisabilité – étape 2; et l'étude de détail. Les principales différences entre ces trois niveaux sont le degré de détail et la précision des résultats.

Une évaluation complète et exhaustive d'une centrale demande d'étudier plusieurs options pour la turbine, certaines desquelles pouvant comporter plusieurs sous-options. Par exemple:

- ne pas entreprendre de travaux de grande ampleur et continuer à exploiter la centrale jusqu'à défaillance mécanique totale des groupes;
- réparer les composants dont on connaît les problèmes, puis exploiter les groupes avec un entretien normal;
- remettre en état « presque à neuf » les profils du conduit hydraulique d'origine (roue, directrices, avant-directrices, aspirateur) sans démontage des groupes et continuer l'exploitation si l'intégrité physique est acceptable ou rétablie;

- remplacer la roue et aussi, peut-être, remplacer ou modifier les directrices, les labyrinthes fixes et mobiles et les avant-directrices pour tirer avantage des évolutions dans la conception des profils hydrauliques avec ou sans modification de l'avant-distributeur ou de l'aspirateur.

Si cette dernière option est choisie, l'évaluation de la chaîne entière de puissance (turbine, alternateur, auxiliaires, etc.) est nécessaire, ce qui inclut les travaux requis pour corriger l'usure et restaurer l'intégrité mécanique.

Il est à noter que le sablage ou les autres méthodes de nettoyage des surfaces peintes existantes peut impliquer l'enlèvement de revêtements à base de plomb. Cet enlèvement peut être très coûteux quand il est fait dans le respect de la réglementation environnementale. Ce coût doit être pris en compte dans le coût global du projet.

La détermination de l'envergure des travaux est un processus itératif qui requiert les compétences et l'expertise de l'équipe entière. A mesure que le projet avance, le processus devient plus détaillé.

4.3.2 Etude de faisabilité – Etape 1

L'étape initiale de faisabilité est souvent accomplie en interne par le personnel du propriétaire. Celui-ci doit déterminer s'il y a assez d'indications sur l'âge, l'état, la performance, la pratique industrielle, etc. pour justifier une étude plus détaillée. Voir l'article 3 pour une liste d'indicateurs du besoin de réhabilitation et d'amélioration des performances. Si les résultats de cette étude révèlent une possibilité qu'il y ait un besoin de réhabiliter, il convient qu'une étude de faisabilité plus détaillée soit conduite. Si on le souhaite, une analyse économique très préliminaire pourra être faite à ce stade.

4.3.3 Etude de faisabilité – Etape 2

Cette étude de faisabilité va entrer plus dans le détail et s'attachera à examiner quelques options. Une possibilité, comme solution de base, peut être de restaurer à l'état "presque à neuf". Une première option peut consister en une nouvelle roue et la réhabilitation d'autres composants. Il faut noter que cette solution peut ne pas être la meilleure. Ainsi, si les bénéfices de la solution ne paraissent pas suffisants, il peut se révéler nécessaire d'envisager quelques options supplémentaires. Afin de déterminer si le projet peut potentiellement amener des retours favorables sur l'investissement, une estimation grossière des performances, de l'envergure des travaux, du coût et de l'échéancier de réalisation doit être faite à ce stade. Si les résultats semblent favorables, le projet peut passer à l'étape d'étude de détail.

4.3.4 Etude de détail

4.3.4.1 Généralités

Cette étude doit être suffisamment détaillée et précise pour permettre de décider du passage à la phase de réalisation ou à l'arrêt du travail.

Pendant cette étude, il convient que tous les intéressés soient impliqués dans la définition de l'envergure des travaux ainsi que dans les méthodes à utiliser pour évaluer les différentes options. Le fait que tous les intéressés travaillent ensemble et apportent leur contribution diminuera grandement toutes les questions et les retards associés liés à l'envergure des travaux, aux méthodes d'analyse et à l'approbation par les dirigeants.

Il est important de noter que bien que ce guide ne traite que de la turbine, l'envergure des travaux, les coûts, les profits, le calendrier de réalisation, etc., doivent comprendre tous les équipements incluant l'alternateur, les transformateurs, etc., ainsi que les structures associées à la production d'énergie et au contrôle du débit pour que l'analyse économique soit significative.

4.3.4.2 Collecte des données

Pour pouvoir décider du meilleur moment pour entreprendre une étude de réhabilitation d'un groupe, il faut rassembler, évaluer et extrapoler les données sur la disponibilité, les coûts d'entretien et d'exploitation de même que la production d'énergie sur une base continue pour chaque groupe d'une centrale ou du moins pour toute la centrale. Bien que ce guide se concentre sur une seule centrale et plus particulièrement sur les turbines de cette centrale, il faut être conscient qu'il est nécessaire aussi de faire, en parallèle, une évaluation détaillée de l'ensemble des structures et des équipements de la centrale et une évaluation globale de l'ensemble des centrales d'un complexe pour pouvoir établir une stratégie globale de réalisation et fixer les priorités. La stratégie globale doit viser à minimiser les pertes de production et à maximiser la rentabilité.

Dix (10) ans et plus d'archives permettent de constituer une base de données exploitable, mais si cela n'est pas raisonnablement faisable, une base de données établie à partir de moins d'années peut être utilisée en gardant à l'esprit l'impact possible de la réduction de la quantité de données sur la précision du résultat. Une période minimum de vingt cinq (25) ans est préférable pour les données sur les débits, les chutes et la production d'énergie. Les données sur le débit doivent prendre en compte les débits déversés.

Il est recommandé de rassembler les informations pour les éléments suivants:

- production d'énergie (GWh) et valeur de l'énergie;
- production et valeur des services auxiliaires;
- coûts de fonctionnement et d'entretien;
- fiabilité de la turbine et disponibilité (données sur les arrêts de groupes – planifiés ou non);
- données hydrauliques sous quelque forme que ce soit (relevé heure par heure, hebdomadaire ou mensuel des débits, de la chute nette, du niveau amont et du niveau aval) pour la plus grande période disponible possible;
- évaluation des équipements (intégrité mécanique) et plans de tous les principaux composants de la turbine, des équipements rattachés et des structures;
- évaluation des performances (essai sur modèle d'origine et/ou essai de rendement prototype d'origine et essai de rendement sur prototype récent ou du moins un essai de puissance récent);
- données de la mise en service d'origine;
- manuel de fonctionnement et d'entretien;
- historique des modifications de l'équipement d'origine;
- impositions réglementaires actuelles et à venir.

4.3.4.3 Evaluation des données

4.3.4.3.1 Généralités

L'évaluation des données sert à établir:

- la tendance d'évolution du débit total (production et déversement) en fonction du temps;
- la tendance d'évolution de la production d'énergie en fonction des années;
- la tendance d'évolution des coûts annuels de fonctionnement et d'entretien en fonction du temps;
- la tendance d'évolution des revenus en fonction du temps;
- le facteur de charge de la centrale en fonction du temps;
- l'état mécanique de la turbine;
- le potentiel d'amélioration des performances avec les données hydrauliques actuelles ou révisées.

4.3.4.3.2 Fiabilité, disponibilité et restriction de fonctionnement du groupe

Une augmentation significative du taux de panne d'un groupe est un signe qu'il est temps de penser à la réhabilitation de ce groupe. Cependant, avant de commencer quelque étude de réhabilitation que ce soit, il est important d'obtenir un historique complet des pannes du groupe, leur nature, leur fréquence et leur durée sur les dix dernières années au moins afin de pouvoir identifier des tendances.

Lorsqu'on évalue les indisponibilités liées aux pannes de l'équipement, il convient de distinguer entre les arrêts forcés et les arrêts planifiés pour l'entretien, car elles n'ont pas les mêmes conséquences ni les mêmes coûts. Souvent, les arrêts forcés sont des "défaillances au démarrage". Les deux types d'arrêts peuvent générer, en plus des coûts directs d'entretien, des pertes significatives de revenus dues au manque à gagner sur la production et au coût de l'énergie de remplacement.

Les restrictions de fonctionnement dans certaines plages de puissance peuvent réduire de manière significative la flexibilité de fonctionnement de la centrale et la génération de revenus. Il convient que le fait d'éliminer ou de réduire ces restrictions soit un des objectifs d'amélioration des performances.

Tous ces facteurs doivent être pris en compte dans l'évaluation du projet de réhabilitation.

4.3.4.3.3 Coûts de fonctionnement et d'entretien du groupe

Il est important d'obtenir toutes les informations concernant le fonctionnement et les réparations réalisées dans le cadre de l'entretien de même que les heures d'arrêts (ou les coûts ajustés avec l'inflation) imputées aux groupes pendant les dix dernières années ou plus. Cette information servira d'indicateur pour évaluer la dégradation de la turbine en permettant de connaître les composants qui posent problème et en permettant de déterminer le potentiel de réduction de coûts qui découlerait d'un projet de réhabilitation de la turbine.

Les réductions potentielles des coûts d'entretien sont souvent secondaires par rapport aux autres bénéfices, mais il convient qu'elles soient tout de même intégrées dans l'étude détaillée des options.

Il est aussi important d'analyser les causes des problèmes. Par exemple, s'agit-il de défaillances isolées ou de pannes répétées des mêmes pièces, des problèmes liés à des faiblesses structurelles, comme la fissuration des roues, à la conception hydraulique comme l'érosion par cavitation, les vibrations ou des instabilités hydrauliques ou des problèmes liés à une instrumentation défaillante ou manquante.

4.3.4.4 Détermination des options

Un nombre suffisant d'options doit être étudié pour pouvoir raisonnablement considérer que la meilleure a été identifiée. Le nombre de combinaisons différentes des caractéristiques de conception de la turbine, des travaux d'extension de la durée de vie de la turbine et des durées d'arrêt des groupes peut devenir très grand. Une méthode logique de tri doit être mise en place pour limiter le nombre d'options à étudier et le temps d'étude associé. La méthode de tri dépend beaucoup du site et du propriétaire et ne peut donc pas être définie dans ce guide. La détermination de la meilleure solution est un processus itératif qui requiert les compétences et l'expertise de l'équipe entière. Un nouveau tracé de roue conduit habituellement à une amélioration significative des performances. Par contre, si l'augmentation de puissance du nouveau tracé de roue exige de devoir remplacer ou réhabiliter un grand nombre de composants mécaniques ou électriques de la chaîne de puissance, ce n'est peut-être pas la meilleure solution. Réduire l'augmentation de la puissance en se concentrant sur l'amélioration du rendement peut se révéler être un meilleur investissement.

Chaque option doit être clairement identifiée et traitée séparément avec ses propres

bénéfices, ses coûts et sa propre analyse économique.

Voici des exemples de modifications progressives des composants du conduit hydraulique qui peuvent conduire à différentes options:

- remplacement de la roue y compris les labyrinthes fixes et mobiles, si applicable;
- remise en état des surfaces mouillées;
- modification de la forme des avant-directrices;
- modification ou remplacement des directrices;
- augmentation de l'ouverture des directrices;
- modification de la forme de l'aspirateur;
- modification ou remplacement de la vanne d'admission de la turbine;
- modification du flasque supérieur pour y installer des joints plus efficaces.

Si la puissance de la turbine est augmentée, il sera nécessaire d'analyser tous les composants (mécaniques et électriques) de la chaîne de puissance. Parmi ceux-ci se trouvent entre autres:

- les conduites d'amenée;
- les arbres;
- la course des servomoteurs de vannage et la pression de fonctionnement;
- la pression et la course des servomoteurs de roue Kaplan;
- le pivot;
- le régulateur;
- l'alternateur;
- les bus et les câbles;
- les transformateurs;
- les systèmes d'excitation;
- les lignes de transmission;
- les appareillages électriques.

Ce guide ne couvre cependant pas les équipements électriques.

Pour les besoins de l'évaluation, il convient que les activités soient séparées entre celles qui contribuent à l'amélioration des performances, celles nécessaires pour retrouver un niveau acceptable de fiabilité et celles nécessaires pour d'autres raisons (environnementales, sociales ou réglementaires).

Pour les centrales qui ont un grand nombre de groupes et un facteur d'utilisation faible, il convient d'évaluer les avantages de ne pas réhabiliter tous les groupes au même niveau. Quelques groupes pourraient être améliorés et fonctionner de façon continue alors que les autres groupes, qui ont des performances plus faibles, seraient utilisés pendant les pics de demande en électricité ou pendant les périodes de courtes durées où les débits sont les plus élevés.

Il est habituellement possible d'identifier, sans démonter la turbine, quelles sont les activités principales nécessaires à la réhabilitation d'une turbine. Il existe toutefois des types de problèmes, comme la fissuration de la surface mouillée du flasque supérieur, qui ne peuvent pas être détectés avant de démonter le groupe. Ce type de problèmes peut causer une augmentation significative de la durée d'arrêt des groupes. La gestion appropriée des imprévus doit faire partie des plans de réhabilitation.

4.3.4.5 Détermination de l'envergure des travaux des différentes options

Une liste détaillée des modifications ou des remplacements prévus des équipements doit être établie pour chaque option. Il est important d'identifier quels sont les éléments qui peuvent être définis avant l'arrêt des groupes et ceux qui devront attendre l'arrêt des groupes. En plus de l'impact évident sur les coûts, cette liste pourra influencer aussi de manière importante l'échéancier et les besoins de transport.

Bien que ce guide s'intéresse plus particulièrement aux composants de la turbine, les modifications de matériel et les décisions d'approvisionnement de fourniture doivent concerner tous les équipements, y compris le régulateur, l'alternateur, les transformateurs, etc., pour permettre une analyse économique significative. Elles doivent inclure aussi toute modification requise aux ouvrages civils.

4.3.4.6 Détermination du coût des différentes options

Il convient que la détermination du coût prenne en compte les éléments suivants:

- tous les coûts liés à la fourniture d'équipement neuf ou de remplacement;
- tous les coûts liés à l'ingénierie et au projet, pour le propriétaire, les fournisseurs et les consultants;
- les coûts liés à la modification des composants existants;
- les coûts d'évènements singuliers tels que les essais sur modèles, les essais sur place, les maquettes, etc.;
- les coûts de chantier: démontage, remontage, usinage, la réhabilitation des ponts roulants, etc.;
- les coûts liés au manque à gagner pendant l'indisponibilité des groupes (énergie, capacité et autres services auxiliaires) ;
- la modification des coûts de fonctionnement et d'entretien;
- les possibilités de problèmes non détectés dans les phases préparatoires;
- les frais de financement ou d'intérêt;
- l'inflation;
- les coûts liés aux contraintes réglementaires, environnementales et sociales;
- l'influence du calendrier de réalisation sur l'augmentation des coûts (inflation) et sur la trésorerie.

4.3.4.7 Planification pour les différentes options

Il est primordial de porter attention à la planification associée à chaque option. Le moment de l'année et la durée d'arrêt des groupes peuvent avoir un impact majeur sur les coûts et sur la perte de production. On peut prévoir un seul arrêt par an sur un groupe donné à la période de l'année où la production d'énergie est la plus faible et la moins valorisée mais chaque arrêt entraînera alors des coûts de mobilisation et de démobilisation des moyens. Dans le cas d'une centrale avec plusieurs groupes et un taux d'utilisation faible, procéder à des travaux en série sur les groupes permettra d'éliminer les coûts de mobilisation et de démobilisation répétés, de limiter les changements de personnes dans les équipes de travail et, pour le propriétaire, d'en obtenir les bénéfices plus tôt. Cependant, dans beaucoup de cas, le fait d'effectuer les travaux en série ne se justifie pas financièrement car les périodes d'arrêt risquent de se prolonger à l'intérieur des périodes de forts revenus ou de réduire les possibilités de satisfaire aux demandes de pointes de consommation. Tout changement dans le calendrier de réalisation aura un impact sur l'augmentation des coûts (inflation) et sur la trésorerie.

4.3.4.8 Détermination des bénéfices des différentes options

Les bénéfices de chaque option sont déterminés par:

- l'obtention des gains de rendement et de puissance prévus par les équipes d'ingénierie hydrologique et hydraulique;
- l'établissement du gain financier à partir d'une simulation du fonctionnement de la centrale avec cette amélioration des performances, avec le patron d'utilisation prévisionnel et la valeur prévisionnelle de l'énergie pour le nombre d'années prévu dans l'analyse financière;
- l'évaluation de la réduction des coûts de fonctionnement et d'entretien;
- l'évaluation des profits pour les services auxiliaires.

4.3.4.9 Gestion des risques des différentes options

Les risques associés aux différentes options étudiées doivent être pris en compte et, si possible, évalués. Parmi les principaux domaines de risques potentiels, on trouve:

- la non-obtention des performances (puissance, rendement, stabilité hydraulique, érosion par cavitation);
- la défaillance ou la rupture mécanique d'un composant qui n'a pas été réhabilité et les pertes de production associées;
- la découverte après démontage d'une défaillance ou d'une rupture mécanique sur un composant dont la réhabilitation n'était pas prévue;
- les taux d'inflation (une analyse de sensibilité est recommandée);
- les taux de financement ou d'intérêt (une analyse de sensibilité est recommandée);
- les risques associés aux variations du taux de change (si applicable);
- l'augmentation des durées d'arrêt des groupes et les pertes de production associées;
- les risques liés à la sécurité, l'environnement, etc.;
- les changements du marché;
- le cautionnement (extension et décalage dans le temps des couvertures).

Notons que l'ampleur des travaux compris dans l'option de réhabilitation aura aussi un impact sur le niveau de risque qu'on peut lui attribuer.

4.3.4.10 Analyse économique des options

Une analyse économique est d'abord menée pour chaque option pour finalement trouver la solution optimale. Après le choix de la solution optimale, les conditions de financement et la

viabilité globale du projet sont confirmés par une analyse financière.

4.4 Eléments contractuels

4.4.1 Généralités

Les paragraphes suivants s'appliquent autant à l'approche avec appel d'offres qu'à l'approche en partenariat. Le contenu exact des documents peut différer entre les deux approches, mais l'objectif est le même: précision et clarté.

4.4.2 Contenu des spécifications

L'étendue de fourniture de chaque activité ou de chaque composant, les objectifs et les responsabilités de chacun de même que le calendrier de réalisation du projet doivent être exprimés de façon très claire et très précise, comme dans tout contrat.

Lors de la rédaction des spécifications d'un projet de réhabilitation, il est difficile de détailler tous les aspects du travail à réaliser et de définir le partage de responsabilités entre les contractants et le propriétaire en ce qui concerne les événements imprévisibles et les changements conséquents de la fourniture. Il convient que des provisions soient prévues dans le contrat en cas de changement de la fourniture et pour les heures supplémentaires. Il convient que les taux horaires des différents intervenants soient exigés dans l'appel d'offres pour prendre en compte les heures supplémentaires possibles lors des travaux sur site. Il convient que le prix des éléments identifiés comme pouvant être fournis en supplément soit clairement demandé dans l'appel d'offres.

L'échéancier de réalisation de toutes les activités doit être clairement défini. Ces activités peuvent inclure l'estimation et la détermination de la fourniture, la préparation des spécifications, les services de consultants, la fourniture des équipements, la réhabilitation des équipements, le démontage, le remontage, la gestion de projet, etc.

Il convient que l'amélioration attendue des performances soit clairement indiquée pour ce qui est de la puissance, des rendements, de l'érosion par cavitation et de la stabilité de fonctionnement. L'amélioration des caractéristiques de fonctionnement de la turbine peut être déterminée par un essai "référence" avant intervention suivi par un autre essai après intervention; tous les deux étant réalisés sur le même groupe, avec la même méthode et de préférence avec les mêmes instruments de mesure et la même équipe d'essai.

Au moment de préparer la spécification, il faudra choisir la méthode de validation des garanties de performances: par essai sur modèle (en homologie complète ou semi-homologie), par un essai sur prototype (sur place) avec méthode absolue ou relative, ou par les deux.

La manière de préparer les spécifications et de choisir les membres de l'équipe qui seront impliqués dépend de la stratégie retenue pour la réalisation du projet de réhabilitation.

4.4.3 Documents d'appel d'offres et évaluation des offres

L'utilisation exacte des documents d'offres dépendra du type de contrat sélectionné. Ils peuvent être utilisés pour choisir le ou les partenaires (au début du processus), obtenir le matériel et/ou les services ou une combinaison des deux. Le but et l'utilisation des documents d'offres pour un projet de réhabilitation sont les mêmes que pour tout autre contrat de grande envergure.

Les documents d'appel d'offres doivent être préparés de manière à ce que les soumissionnaires fournissent des informations comparables et soient évalués sur une base commune. Pour ce faire, le propriétaire devra mettre à disposition de tous les soumissionnaires toutes les informations concernant la conception et les performances des groupes existants et toutes les informations disponibles sur leur état. Ceci sera fait dans le respect des lois en vigueur sur la révélation d'information de propriété industrielle. Les documents d'appel d'offres devront inclure une visite obligatoire sur site, avec accès aux conduits hydrauliques des groupes à réhabiliter, de manière à pleinement informer les soumissionnaires.

Lors du processus d'évaluation, des clarifications pourront être demandées ou des ajustements être faits sur les informations de l'offre. Les nouvelles performances annoncées devront être analysées avec soin pendant la phase d'évaluation des offres afin d'avoir confiance dans la logique technique qui a mené le fournisseur potentiel à ses conclusions, en particulier dans le cas de réhabilitation de la turbine, où les autres composants hydrauliques et la vitesse de rotation des groupes peuvent ne pas être optimaux pour une turbine moderne neuve de conception classique.

Les critères d'évaluation doivent être très clairs. L'augmentation de la production énergétique (kWh) est le plus souvent représentée par une augmentation du rendement moyen pondéré et/ou de la puissance. Les documents d'appel d'offres doivent spécifier en détail soit les critères d'évaluation, soit les options qui devront être chiffrées et décrites dans l'offre avec leur influence sur les performances garanties.

Le coût d'arrêt des groupes est aussi un critère important. Il peut être représenté par un coût journalier pour une période donnée de l'année. La gestion de la période d'arrêt du groupe fait intervenir un compromis entre le coût de nouvelles pièces afin que leur réhabilitation n'entrave pas le chemin critique et la réduction de la période d'arrêt. Le propriétaire peut accorder une prime en cas d'avance de fin de travaux et exiger une pénalité en cas de retard de fin de travaux.

Les stratégies d'évaluation des performances devront faire en sorte que les soumissionnaires proposent un niveau de garanties réaliste. Toutes ces stratégies impliquent l'évaluation des garanties de performance au moment de l'évaluation des offres et plus tard avec le contractant choisi, certaines pouvant inclure des primes et des pénalités à la suite des essais sur modèle ou sur place.

4.4.4 Attribution du contrat

Les documents du contrat devront être cohérents avec tous les autres documents utilisés avant l'attribution du contrat. Parmi ces autres documents se trouvent: les documents de l'offre et ses addenda, l'offre du (des) fournisseur(s) sélectionné(s), les comptes-rendus des réunions de clarifications et/ou de négociation et tout autre document pouvant être pertinent dans le cadre de l'exécution du contrat. Les documents du contrat devront identifier toutes les options et les options de fourniture qui seront retenues pour l'exécution du projet.

4.5 Exécution du projet

4.5.1 Activités liées à l'essai sur modèle

Le propriétaire devrait surveiller et passer en revue les activités suivantes, pendant leur réalisation ou à leur issue, à un niveau de détail correspondant à sa politique interne:

- la conception, les plans et les nomenclatures;
- la fabrication, en regard des tolérances d'homologie et de la conformité avec les plans et les nomenclatures;
- l'installation, en regard de la conformité aux plans, aux tolérances et aux procédures;
- l'essai de la turbine modèle dans le laboratoire du fabricant ou dans un laboratoire

indépendant, si spécifié, en incluant l'étalonnage des instruments.

Si un schéma d'offre en concurrence et un essai sur modèle compétitif chez le manufacturier et en laboratoire indépendant ont été retenus, alors au moins deux fournisseurs de turbine doivent être sélectionnés pour cet essai. Dans le cas d'un essai sur modèle compétitif, les spécifications devront faire en sorte d'encourager les fabricants à faire preuve d'inventivité pour satisfaire au mieux les intérêts du propriétaire en terme de performances pour la machine réhabilitée.

Il est important d'avoir conscience qu'un essai sur modèle en homologie complète fournira une indication très fiable de l'augmentation de revenus pouvant être générée par l'amélioration des groupes dans la mesure où l'état de surface des conduits hydraulique est correctement pris en compte. C'est pourquoi il peut être intéressant, pour l'échéancier du projet, de réaliser les essais sur modèle par des contrats séparés tôt dans la phase d'étude de détail.

Si le projet est relativement petit, un essai sur modèle n'est pas forcément justifiable économiquement. Dans de tels cas, la conception hydraulique pourra être finalisée à l'aide d'outils de modélisation numérique des écoulements (CFD) sans exécution d'essai sur modèle.

4.5.2 Conception, construction, installation et essais

Le propriétaire devrait surveiller et passer en revue les activités suivantes, en cours de réalisation ou en phase finale, à un niveau de détail correspondant à sa politique interne:

- la conception, les plans et les nomenclatures des composants;
- la sélection des matériaux par rapport à ceux spécifiés;
- les éléments requis par l'assurance qualité et le contrôle qualité (inspection);
- les essais et inspections en atelier;
- le contrôle dimensionnel et d'homologie (surtout pour la roue) en accord avec la CEI 60193 et les spécifications du contrat;
- le démontage, la réparation ou la modification des composants, le remontage et l'alignement sur site;
- la mise en service du groupe;
- les essais de performances sur prototype (rendement absolu), les essais de puissance ou les essais indiciaires (rendement relatif);
- les essais de déclenchement;
- les essais de la roue pour connaître les fréquences propres et les formes des modes de vibration;
- les essais de mesure des contraintes des composants de la turbine;
- les essais de pression différentielle des servomoteurs;
- les essais de montée en température – mesure des températures du palier et de l'huile;
- la mesure des fluctuations de pression dans l'aspirateur et la bache, les essais dynamiques de la ligne d'arbre et les déplacements du flasque supérieur, ces dernières étant généralement limitées aux cas des nouvelles conceptions et des grosses machines.

4.6 Evaluation des résultats et conformité avec les garanties

4.6.1 Généralités

Des garanties peuvent être établies pour:

- les améliorations de la puissance et/ou du rendement basées sur les essais sur modèle et/ou sur les essais sur prototype (relatifs ou absolus);
- le calendrier de réalisation;

- les limites d'érosion par cavitation;
- la tenue à la vitesse d'emballement.

4.6.2 Evaluation des performances de la turbine

L'évaluation des performances de la turbine se fait normalement par des essais sur modèle en conformité avec la CEI 60193 et/ou par des essais de performance sur prototype (relatif ou absolu) en conformité avec la CEI 60041 et tel que stipulé au contrat.

La CEI 60041 couvre la mise en œuvre des essais sur site pour déterminer dans quelle mesure les garanties du contrat principal sont satisfaites. Cette méthode est la mieux adaptée dans le cas où l'essai sur modèle n'est pas réalisé en homologie complète ou dans le cas où le prototype n'est pas en similitude géométrique avec le modèle. Le coût de la mesure et le niveau d'incertitude de mesure sont les deux inconvénients principaux de cette méthode pour vérifier la conformité des performances avec les garanties. Toutefois, le fait de réaliser les essais avant et après, sur le même groupe, en utilisant le même équipement et la même équipe d'essai réduit la portée contractuelle des erreurs systématiques.

On devra s'efforcer de connaître la rugosité des conduits hydrauliques existants avant la phase d'appel d'offres et donc avant l'établissement des garanties. Ceci est particulièrement important pour la roue et le distributeur (l'avant-distributeur, les directrices, les parties mouillées du flasque supérieur, du flasque inférieur et de la ceinture de sortie) dont les pertes par frottement sont significatives dans l'établissement du rendement global de la turbine. Le fait que le soumissionnaire ait cette information dans les documents d'appel d'offres lui permet d'évaluer les gains potentiels des diverses options concernant l'amélioration de l'état des surfaces mouillées.

A la fin de la période de garantie, on réalisera une inspection de l'érosion par cavitation. Cette inspection consiste à enregistrer et localiser les dégâts d'érosion par cavitation sur la roue et les composants adjacents. Les dégâts seront alors comparés aux limites des garanties des documents du contrat. Pour les méthodes d'évaluation, se reporter à la CEI 60609.

4.6.3 Evaluation des performances de l'alternateur

Si le contrat est basé sur le rendement turbine par opposition au rendement du groupe, les essais de performance de l'alternateur devront être réalisés en conformité avec les normes applicables.

4.6.4 Détermination des pénalités et/ou des primes

A n'importe quelle étape du processus ci-dessus, le propriétaire peut attribuer des pénalités et/ou des primes en conformité avec le contrat. Les pénalités et/ou les primes peuvent être appliquées sur les performances modèle et/ou prototype, l'érosion par cavitation sur prototype, le respect du calendrier de réalisation, les coûts, la sécurité et tout autre aspect d'intérêt quantifiable pour le propriétaire.

5 Planification, analyse des coûts et des risques

5.1 Planification

5.1.1 Généralités

On doit porter une attention particulière à la planification de toutes les phases d'un projet de réhabilitation incluant l'évaluation des équipements, les études de faisabilité, la détermination de l'étendue de fourniture, la préparation des spécifications et l'exécution du projet. Les différentes activités dépendront certes de l'organisation du projet, mais quelle que soit l'organisation mise en place, toutes les activités doivent être planifiées dans un ordre logique.

La planification est un outil de gestion de projet utilisé pour coordonner les activités et pour s'assurer de la réalisation du projet en temps et au juste coût. Il est nécessaire d'établir un plan de travail et un calendrier de réalisation réalistes pour déterminer l'étendue des travaux, pour orienter le processus de travail et les suivre. Un plan de travail et un échéancier (calendrier) réalistes permettront de s'assurer que toutes les tâches servant à définir l'envergure des travaux sont exécutées au moment opportun et que seules les tâches nécessaires sont réalisées.

La durée nécessaire à l'accomplissement des diverses tâches et les coûts associés sont presque toujours des facteurs essentiels à la détermination de la faisabilité d'un projet. Les coûts sont étroitement liés à la durée des travaux. Ceux-ci peuvent augmenter si les travaux doivent être réalisés dans un temps exceptionnellement court et aussi s'ils s'étendent sur une période inutilement longue.

Quel que soit l'outil de planification utilisé, il devra être suffisamment détaillé pour identifier qui fait quoi et quand. Plus les délais sont serrés et plus il est important de détailler les activités et la programmation des tâches. Le processus de planification devra permettre une identification logique pas à pas du travail requis pour exécuter toutes les tâches d'évaluation de façon exhaustive. Quelle que soit la méthode de planification employée, certains éléments demeurent indispensables:

- Définition – Identifier les éléments requis pour la réalisation du travail et les découper en activités ou tâches spécifiques.
- Ordonnancement – Etablir un ordre logique dans lequel les tâches doivent être réalisées.
- Dépendance – Identifier les interdépendances des activités ou tâches. Une activité doit-elle être finie avant qu'une autre puisse commencer?
- Durée – Etablir une durée raisonnable pour chaque activité. Identifier la quantité d'effort (travail) et de temps (durée) nécessaire à l'accomplissement de chaque activité.

Il faut développer un plan de travail détaillé pour toutes les phases du projet et identifier les tâches spécifiques. Une fois le plan de travail réalisé (qui fait quoi et quand), l'ordonnancement et la planification pourront être faits.

5.1.2 Planification – Phases d'évaluation, de faisabilité et d'étude de détail

Rassembler et évaluer les données de fonctionnement de la centrale et des débits historiques de la rivière ainsi que procéder à l'évaluation détaillée des équipements peut prendre beaucoup de temps, mais ces informations peuvent affecter de manière déterminante les aspects techniques et économiques du projet. La stratégie organisationnelle de l'équipe de projet a un impact significatif sur l'échéancier. Impliquera-t-on un contractant ou un consultant dans cette partie du projet? Le personnel disponible en interne sera-t-il assez nombreux pour réaliser les différentes activités ou devra-t-on faire appel à des ressources externes? Quels seront les délais de réponse des agences gouvernementales ou des autres sources délivrant informations et permis? L'évaluation des équipements peut-elle être menée pendant les arrêts programmés pour entretien hors de périodes de pointe?

5.1.3 Evaluation de la composante planification des différentes options

L'étude sur l'étendue des travaux pour les différentes solutions, base et options, doit tenir compte autant du calendrier de réalisation général du projet que des coûts et profits. Des estimations de la durée de réalisation de chaque option peuvent être obtenues des fabricants ou des ingénieurs-conseil expérimentés si le propriétaire n'a pas les capacités de le faire. Les options de programmes alternatifs devront être évaluées pour déterminer l'option la plus rentable.

Les coûts de la phase de construction du projet représentent une part importante du coût global et une planification appropriée des travaux permet souvent de les réduire. Il est nécessaire de comparer les avantages et profits des différentes options avec leurs inconvénients et les pertes associées. Parmi les éléments à considérer:

- A-t-on intérêt à prévoir les arrêts de production dus à la construction seulement en dehors des pointes de production (pour minimiser les pertes de revenu)? Le moment de l'année et la durée d'arrêt des groupes peuvent avoir un gros impact sur le coût de l'arrêt. Les pertes de revenu (à la fois pour ce qui est de l'énergie et de la puissance) devront être évalués lors de la détermination du programme de construction.
- Parmi les inconvénients d'une programmation discontinue, il y a les coûts de démobilisation et remobilisation du projet et des contractants, la perte de membres de l'équipe et d'employés qualifiés et la formation des nouveaux employés.
- Le contractant peut-il pré-assembler les composants de substitution avant l'arrêt des groupes ou entre deux arrêts pour réduire les temps d'indisponibilité?
- Planifier la réhabilitation de plusieurs groupes à la fois de manière à ce qu'il y ait un recouvrement des périodes d'arrêt ou même programmer de multiples arrêts en même temps peut réduire la durée de la phase de construction du projet. Les ressources disponibles permettent-elles de mettre en œuvre ce programme?
- Les espaces d'entreposage et de stockage à l'intérieur comme à l'extérieur de la centrale et les limites de charge des planchers devront être évalués. Ceci est particulièrement important si plus d'un groupe est démonté à la fois ou si un travail important sur l'alternateur est prévu au même moment ou si l'augmentation de puissance requiert des composants plus pesants que ceux d'origine. La plupart des centrales ont différentes capacités de charge dans les différentes zones en relation avec les plans de construction originaux.
- Pour les pièces destinées à être réhabilitées ou réutilisées, on devra déterminer si cette intention a un impact sur le chemin critique du projet. On pourra considérer le fait de fabriquer une pièce neuve pour le premier groupe et réhabiliter ensuite la pièce retirée du premier groupe pour le second groupe et ainsi de suite pour les autres groupes. Cette approche n'est applicable que dans le cas de réhabilitation de plusieurs groupes identiques.
- Dans quelle mesure les "surprises", qui arrivent inmanquablement dans les projets de réhabilitation, affecteront-elles l'échéancier? Ce dernier est-il assez flexible pour s'adapter aux changements imprévus des activités planifiées ou additionnelles pour "rattraper" le temps perdu?
- D'autres contraintes (telles que les périodes de migration des poissons) peuvent influencer les périodes pendant lesquelles les groupes sont disponibles pour la réhabilitation.
- La durée du programme a un impact sur la trésorerie, l'inflation et le prix de l'argent.
- Les temps de transport.
- Les contraintes saisonnières d'accès.

5.1.4 Planification de la phase spécifications et appel d'offres

Un temps suffisant devra être consacré au développement et à la revue des documents d'appel d'offres pour s'assurer de leur exhaustivité et de leur exactitude. La planification de la phase d'appel d'offres dépendra de la stratégie retenue pour choisir un contractant et de la participation de ce dernier mais, dans tous les cas, l'échéancier devra laisser suffisamment de temps pour

- l'examen des qualifications des soumissionnaires;
- la visite du site par les soumissionnaires en vue de l'inspection d'un groupe typique (ou "à problèmes") tôt dans la phase d'appel d'offres si réalisable (on ne soulignera jamais trop l'importance de cette activité);
- les réponses aux questions des soumissionnaires;
- la préparation des offres;
- l'évaluation des offres;
- la négociation des termes du contrat et les approbations internes;

- l'attribution du (des) contrat(s) ou de l'autorisation de débiter les travaux.

5.1.5 Planification des phases d'exécution du projet

La planification des phases d'exécution du projet peut avoir un impact significatif sur la rentabilité globale du projet. Des retards dans la conception, la construction ou l'installation peuvent conduire à des dépassements de coût. Un échéancier suffisamment détaillé devra être préparé par le soumissionnaire et ensuite confirmé par le contractant choisi pour que le propriétaire puisse suivre l'avancée du projet. L'échéancier devra être régulièrement mis à jour et contrôlé par l'équipe de projet. Si le projet commence à prendre du retard, des plans d'urgence devront être mis en œuvre pour revenir sur l'échéancier contractuel.

Tous les événements pouvant avoir un impact sur l'échéancier devront être évalués. Parmi les éléments à considérer se trouvent:

- Les durées d'arrêt des groupes (pertes de production).
- La planification de la réhabilitation des équipements supports avant la réhabilitation en elle-même. Ces équipements supports incluent les ponts roulants, les appareils de levage, les systèmes de dénoyage et de vidange, les vannes de prise d'eau, les vannes de garde des turbines, les batardeaux, etc.
- L'impact de l'enlèvement de produits dangereux ou toxiques tels que le plomb, l'amiante, les BPC (biphényles polychlorés).
- L'impact des inspections qui suivent le démontage et la réhabilitation des équipements et des composants à réutiliser. Il faut laisser le temps nécessaire dans l'échéancier pour la réhabilitation des composants critiques ou pour l'obtention des pièces de rechange.
- L'impact du défaut d'anticipation du niveau d'endommagement des équipements et des composants avant démontage. L'échéancier permet-il de faire face aux imprévus potentiels?
- Les aspects relatifs à la planification du travail par équipes postées tels que les coûts des heures supplémentaires, la fatigue des travailleurs due à des horaires excessifs, le transfert des informations d'une équipe à l'autre, la qualité de la supervision pour toutes les équipes postées, etc. doivent être pris en compte et planifiés.
- Les modes de transport disponibles pour l'accès à la centrale (et leurs limitations), la disponibilité des zones de stockage du site, les limitations d'accès et de sortie de la centrale et les zones de mobilisation et d'échafaudage doivent être évalués.

5.2 Analyses économiques et financières

5.2.1 Généralités

Avant d'entreprendre un programme important de réhabilitation ou d'amélioration des performances, il faut réaliser que les décisions concernant des investissements majeurs devront être prises sur la durée de vie entière du projet. La plupart des organismes ont leur propres procédures, bien établies, d'analyses économiques et financières qui devront être suivies avant de pouvoir engager des capitaux; de fait, ce qui suit n'a en aucun cas pour objet de se substituer à ces procédures. Il est recommandé qu'en cas de doute un analyste financier professionnel soit consulté. Il s'assurera que les procédures appropriées seront suivies. Il appartient cependant à l'équipe de projet d'identifier et de quantifier tous les facteurs qui affectent les coûts et les profits du projet ainsi que les différentes options à envisager.

Pour tout projet de réhabilitation ou d'amélioration des performances plusieurs options différentes sont possibles et il n'est pas évident de décider de la meilleure solution à adopter. Certaines décisions peuvent être faciles à prendre comme celle de supprimer les paliers graissés pour se conformer aux nouvelles réglementations environnementales. D'autres, en revanche, sont moins limpides et requièrent une analyse de leur impact financier avant toute décision.

Des analyses de coûts et profits (analyses économiques) des différentes options identifiées pendant la phase d'étude de détail devront être entreprises afin de les classer et de déterminer le plan d'action le plus favorable pour le projet. Les analyses des coûts profits peuvent être très simples ou assez complexes selon la taille du projet, le nombre de groupes concernés, le nombre d'options envisagées, etc.

Il est souvent utile, pour un ingénieur, d'utiliser une analyse économique simplifiée comme outil de tri pour identifier les options qui présentent le plus grand avantage économique et pour réduire le nombre d'options qui seront examinées dans le détail par la suite. Comme cas de base, un projet de réhabilitation ou d'amélioration des performances peut être comparé à la poursuite de l'exploitation de la centrale existante sans réhabilitation, dans la mesure où celle-ci ne présente pas de problèmes évidents de fiabilité ou de sécurité.

Dans le processus de prise de décision de réhabiliter une centrale, on se doit de comparer le gain économique d'une option avec intervention minimale par rapport à celle comportant une réhabilitation et une amélioration totale des performances.

5.2.2 Analyse coût-bénéfice

Bien que ce guide se focalise sur le cadre et le détail de la réhabilitation ou de l'amélioration de performances des turbines hydrauliques, ceci n'est qu'un des éléments d'une centrale électrique complète et il serait inhabituel et donc peu sage de considérer la réhabilitation d'une turbine seule sans prendre en compte l'état du reste de la centrale. Les coûts et profits devront donc englober l'ensemble du projet en incluant tous les équipements et les structures indispensables à la production fiable d'énergie.

Beaucoup de méthodes d'évaluation économique différentes sont utilisées pour évaluer la faisabilité d'investissement. Parmi les outils d'évaluation économique courants, se trouvent

- la valeur actualisée nette (VAN);
- le ratio avantage/coût (A/C);
- le taux interne de retour sur investissement;
- le délai de retour sur investissement.

Pour comparer les coûts à court terme de la réhabilitation par rapport aux profits à long terme, la plupart des exploitants utilisent une certaine forme de la valeur actualisée ou de valeur actualisée nette afin de tenir compte de l'étalement des profits et des coûts dans le temps. La méthode de la valeur actualisée est très simple, elle peut être utilisée pour comparer les profits et coûts différentiels et ne fait pas appel à des critères financiers spécifiques.

La valeur actuelle de tous les profits de la réhabilitation est comparée à la valeur actuelle de tous les coûts attribuables à la réhabilitation sur une période donnée. La comparaison peut être faite en soustrayant la valeur actuelle des coûts de la valeur actuelle des profits ou en divisant la valeur actuelle des profits par la valeur actuelle des coûts pour obtenir le ratio avantage/coût. En théorie, un investissement de réhabilitation est justifié si les profits excèdent les coûts ou si le ratio avantage/coût est supérieur à un. Typiquement, les organisations demandent un ratio avantage/coût supérieur à un pour tenir compte des imprévus et pour permettre un retour sur investissement positif.

Il faut noter que, pour les projets de réhabilitation ou d'amélioration des performances, certains coûts seront encourus, que la centrale soit réhabilitée ou pas. Les profits et coûts de la réhabilitation devront être comparés aux profits et coûts du cas de base. Il est donc indispensable que les profits et coûts de ce cas de base soient correctement représentés. Diverses approches peuvent être utilisées pour établir le cas de base allant du démantèlement des groupes, en cas de casse majeure, au maintien de la centrale en fonctionnement en réparant ou remplaçant les composants endommagés au fur et à mesure de leur défaillance. Les coûts de fonctionnement et d'entretien augmenteront et la production diminuera dans le temps. Une autre approche qu'on pourrait appeler "extension de la durée

de vie": consiste uniquement à démonter et remonter le groupe pour inspecter et réparer les composants mécaniques afin d'obtenir un état "comme neuf". Dans cette approche, les coûts de démontage et remontage sont inclus dans les coûts tout comme les coûts d'indisponibilité et de perte de revenu.

Dans la comparaison des différentes options, il faut faire bien attention à n'utiliser que les coûts et les profits différentiels attribuables directement à chacune des options évaluées. Les coûts et profits sont propres à chaque exploitant et par conséquent ce qui suit ne pourra être utilisé qu'en tant que guide. Les dispositions financières propres des exploitants devront donc être utilisées, à chaque fois qu'elles sont disponibles, pour déterminer les profits et les coûts associés à tout programme de réhabilitation ou d'amélioration des performances.

5.2.3 Identification des bénéfices anticipés

5.2.3.1 Généralités

L'intervalle de temps utilisé pour évaluer les profits de fonctionnement est la période durant laquelle l'organisation souhaite rentabiliser les coûts du programme de réhabilitation ou d'augmentation des performances. La période d'évaluation peut être la durée de vie attendue de la centrale réhabilitée, la période de financement ou une période plus brève si l'on souhaite un retour sur investissement plus rapide. La période d'évaluation devra être établie par chaque organisation en particulier et dépendra des enjeux qui lui sont propres.

5.2.3.2 Bénéfices de production

Ils incluent les éléments suivants:

- Augmentation de la puissance – Les options qui augmentent la puissance et/ou la production d'énergie de la centrale devront être évaluées et classées pour déterminer quelle est celle qui fournit le meilleur rapport économique avantage/coût.
- Augmentation du rendement – Les gains de rendement dus à la réhabilitation ou à l'augmentation des performances devront être pris en compte car un gain de rendement même minime donne de substantiels gains de profits sur la vie du projet, en particulier si les groupes doivent être réhabilités pour des raisons d'augmentation de la durée de vie.
- Revenus des services auxiliaires – Ceux-ci incluent des éléments tels que la marche en compensateur synchrone, le contrôle de la puissance réactive (VAR), la capacité de démarrage sans source d'énergie auxiliaire, le réglage fréquence/puissance (RFP);
- Autres profits associés à l'option proposée.

5.2.3.3 Bénéfices de fonctionnement et d'entretien

Ils incluent les éléments suivants:

- Augmentation de la disponibilité – Des profits substantiels peuvent être réalisés en réduisant le taux d'arrêt forcé et en augmentant la disponibilité des groupes, améliorant de ce fait la fiabilité de la centrale;
- Améliorations de fonctionnement – Le fonctionnement peut être amélioré en incorporant des systèmes de contrôle modernes, en remplaçant ou en réhabilitant les équipements auxiliaires de la centrale qui présentent ou sont sur le point de présenter des défaillances. Nombre de systèmes manuels peuvent être remplacés par des systèmes automatiques d'acquisition de données ou de contrôle;
- Réduction des dépenses de fonctionnement et d'entretien – Ces coûts, pour une centrale réhabilitée, peuvent être souvent largement réduits par rapport à ceux d'une centrale qui ne le serait pas;
- L'évaluation des besoins en personnel après la réhabilitation peut souvent offrir des économies conséquentes. C'est particulièrement le cas lorsqu'une présence de personnel 24 h sur 24 peut être remplacée par un seul poste ou par du contrôle à distance pour lesquels des postes peuvent même être supprimés;

- Les intervalles entre deux entretiens peuvent aussi être augmentés après réhabilitation et l'étendue de l'entretien pourra être considérablement réduite pendant plusieurs années après la réhabilitation;
- Les gains d'assurance – Bien souvent, les coûts d'assurance peuvent être réduits suite à l'installation d'équipements modernes avec des systèmes améliorés de surveillance, de contrôle et de protection.

5.2.3.4 Bénéfices environnementaux

Les programmes de réhabilitation ou d'amélioration des performances représentent des opportunités pour incorporer des améliorations technologiques qui engendrent des gains environnementaux, en même temps que des gains de fonctionnement et d'entretien. Un exemple de ceci serait le remplacement des paliers graissés par des paliers autolubrifiés.

L'amélioration des caractéristiques liées au passage des poissons pourra être incorporée dans la conception de la turbine si ceci est un enjeu pour le projet en particulier. Une augmentation de l'aération du débit est aussi possible.

5.2.4 Identification des coûts et bénéfices anticipés

5.2.4.1 Généralités

Comme indiqué plus haut, il faut faire bien attention à n'utiliser pour la comparaison des différentes options que les coûts et les profits différentiels attribuables directement à chacune des options évaluées. Ceci est important lorsqu'on étudie l'effet d'augmenter ou de réduire l'étendue des travaux des différentes options de réhabilitation.

Un exemple pourrait être l'examen de l'effet d'augmenter ou de réduire l'étendue d'une réhabilitation immédiate. Par exemple, l'espérance de vie résiduelle des différents équipements de la centrale comme la turbine et l'alternateur peuvent être différentes. On peut supposer que la turbine pourra fonctionner correctement pendant encore cinq ans avant d'être réhabilitée alors que l'alternateur aura besoin d'une réparation urgente. Une question raisonnable à se poser est de savoir si la réhabilitation de la turbine doit être repoussée jusqu'à ce qu'une intervention devienne urgente. Il y a donc, au moins, deux options à considérer: premièrement réhabiliter l'alternateur dès que possible et retarder la réhabilitation de la turbine et deuxièmement réhabiliter les deux éléments de la centrale en même temps. Le principal avantage de la première solution est de minimiser les dépenses immédiates alors que réhabiliter les deux composants en même temps permettra de maximiser la disponibilité future des groupes. La valeur de la disponibilité des groupes prédomine souvent si les deux options sont prévues à court terme.

5.2.4.2 Coûts d'investissement

Les principaux coûts d'investissement incluent les éléments suivants:

- Coûts des équipements – Ils incluent tous les coûts directs des équipements, matériaux, coûts de construction associés au démontage, à l'installation des nouveaux équipements, aux essais et à l'évacuation des vieux équipements;
- Coûts de financement – Ils incluent les coûts de financement du projet tels que les intérêts, l'inflation et les autres coûts liés au financement;
- Imprévus – Prise en compte des inexactitudes dans l'estimation des autres coûts directs ainsi que les coûts divers et inattendus. Le montant des coûts des imprévus dépend du niveau de confiance accordé à l'estimation des coûts directs.

5.2.4.3 Facteurs liés à l'investissement

Ils incluent la dépréciation et les coûts de récupération et autres coûts liés aux impôts et taxes, si applicables.

5.2.4.4 Coûts d'arrêt des groupes

Les revenus sont produits seulement lorsque la centrale produit de l'énergie ou est disponible pour le faire ou fournit des services auxiliaires. Si la conception de la centrale et le programme de réhabilitation sont tels que la réhabilitation peut être réalisée sans déverser d'eau, il ne devrait pas y avoir de réduction de l'énergie produite. Cependant, à moins que la réhabilitation ne soit consécutive à une panne globale de la centrale qui empêcherait la production (arrêt forcé), il y aura forcément une perte de capacité de production ou de services auxiliaires causée par la décision de réhabiliter (arrêt planifié). Si une marge suffisante de capacité de production est disponible, la perte de capacité pendant la réhabilitation n'engendrera pas de perte importante de revenus. Il se peut que selon les saisons, la valeur de la puissance soit faible ou que l'impact de la perte de capacité soit faible. Plus le système sera interconnecté, plus il est probable qu'il y ait des coûts de "pertes d'opportunités" associés aux projets de réhabilitation, même si le déversement d'eau peut être évité.

Les coûts d'indisponibilité des groupes incluent

- le renoncement aux revenus pendant les arrêts de groupe dus à la réhabilitation (perte de revenus liés à l'énergie, incluant de potentiels déversements);
- les coûts de pertes d'opportunités du marché (pics de demande et services auxiliaires);
- la perte potentielle des droits acquis (habituellement associée au renouvellement de licences et non à la réhabilitation en elle-même);
- les autres coûts associés à l'option proposée (déclassement, etc.).

5.2.4.5 Coûts de personnel du projet

Les coûts de bureau et de personnel pour la planification, l'ingénierie, les achats, les études environnementales, l'inspection et l'assurance qualité à l'usine comme en chantier, les coûts de supervision et de formations en chantier de même que les coûts de la mise en service, devront être pris en compte lors de l'évaluation des coûts du projet. Bien que cette liste ne soit pas exhaustive, elle identifie certains des coûts de personnel associés au projet.

Des bureaux temporaires devront être installés pour loger le personnel du projet sur site pour la durée du projet. Ces installations temporaires incluent l'espace de bureau, le personnel support, les loyers, les équipements de bureau, les services publics, des infrastructures temporaires en moyens informatiques et de communication et tous les autres coûts nécessaires à l'installation du personnel. Pour les sites reculés, ceci devrait inclure aussi les installations de logement et d'alimentation.

5.2.4.6 Durée du programme et effet d'un retard sur le projet

La durée planifiée du projet affecte plusieurs aspects de l'évaluation économique. Pour les centrales à plusieurs groupes, la séquence des arrêts successifs des groupes peut influencer considérablement sur les profits et sur les coûts, pas seulement la durée totale du projet et chaque durée d'arrêt. Les retards par rapport à un échéancier établi affectent à la fois les coûts directs et les coûts indirects, leur ampleur dépendant de leur cause. Ceux-ci peuvent être très importants si les coûts d'indisponibilité des groupes sont élevés.

5.2.5 Analyse de sensibilité

Des incertitudes sont toujours présentes dans toutes les analyses prévisionnelles et il est de bon usage de déterminer la sensibilité des données économiques d'un projet aux modifications des hypothèses de base. Ces analyses devront inclure tous les paramètres dont une modification serait susceptible d'affecter de manière significative la performance du projet. Typiquement, les paramètres qui méritent une analyse de sensibilité sont des modifications du coût d'investissement, de la durée du projet de réhabilitation, du gain de rendement attendu et de la valeur de l'énergie et d'autres produits de revenu.

D'autres sensibilités peuvent être applicables pour le projet en question et tous les risques significatifs identifiables devront être évalués. Il est souvent utile de mettre en graphique les résultats de l'étude de sensibilité pour une lecture plus claire des tendances.

5.2.6 Conclusions

Les paragraphes précédents sont une brève introduction à une méthode simple d'analyse économique et financière des projets de réhabilitation. La procédure décrite devrait être adéquate pour l'évaluation des options et devrait aider les ingénieurs de la centrale à sélectionner la meilleure option de réhabilitation de leur centrale à partir de considérations économiques et financières.

5.3 Analyse des risques

5.3.1 Généralités

Une analyse des risques est en général menée en plus de l'évaluation économique globale pour justifier le fait de procéder ou non au projet de réhabilitation. L'Article 6 décrit l'évaluation de l'étendue du projet, qui doit être antérieure à l'évaluation des risques associés à la réhabilitation ou à la non réhabilitation de la centrale. Le risque est généralement défini comme étant la probabilité qu'un événement a de se produire multiplié par ses conséquences quantifiées. Ainsi, entreprendre des actions visant à diminuer soit la probabilité d'apparition d'un événement, soit le coût de ses conséquences diminuera le risque financier. Le coût de l'équipement et les autres coûts qui peuvent être encourus pour réduire les risques peuvent être comparés à la réduction des coûts du risque lors de la comparaison des options.

Une étude de sensibilité dans l'analyse de risque peut être menée pour déterminer l'impact de certaines hypothèses ou certains facteurs sur les options. En plus de l'influence significative des facteurs économiques, l'évaluation des options implique l'estimation de la probabilité de panne ou du moment auquel cette panne pourrait se produire.

Les types de risques pour les analyses se divisent en plusieurs catégories citées ci-dessous et décrites séparément:

- risque de non accomplissement des performances;
- risque de dégâts dus à des défaillances mécaniques;
- risque de prolongement des durées d'arrêt;
- risque financier;
- autres risques.

Une fois les facteurs de risque identifiés et évalués, une stratégie de gestion des imprévus devra être mise en place pour gérer les risques:

- Est-il possible de modifier le projet pour éviter, diminuer ou éliminer le risque?
- Est-il possible de réduire ou atténuer la probabilité ou les conséquences d'un risque?
- Les risques sont-ils acceptables et peut-on couvrir leurs impacts en provisionnant de l'argent, du temps, des ressources, etc.?

Comme les autres aspects du projet, les risques devront être identifiés et surveillés tout au long du projet pour s'assurer d'un contrôle efficace. La mise en place d'indicateurs de performance (coûts et échéancier), et leur suivi permettra d'identifier le moment opportun pour mettre en place le plan de gestion des imprévus.

5.3.2 Risque de non accomplissement des performances

Les réhabilitations présentent de nombreux risques associés à la possibilité pour le contractant de ne pas accomplir les performances garanties comme, par exemple l'augmentation de puissance, l'augmentation de rendement, les limites d'instabilités hydrauliques et les limites de cavitation. Le coût du non accomplissement des performances attendues se répercute généralement sur toute la durée de vie de l'équipement. Le propriétaire peut essayer de recouvrer de tels coûts à travers des garanties ou des clauses de pénalités libératoires dans les contrats signés avec les contractants.

Le propriétaire pourra établir des contre-mesures pour réduire ces risques. Le fait d'exiger et de payer pour la preuve que la conception de l'équipement donnera bien les performances spécifiées ou garanties pourra permettre de réduire la probabilité de ne pas les atteindre. Le recours à des CFD ou à un essai sur modèle peut permettre d'augmenter la confiance dans la réalisation des performances attendues mais à un certain coût. Par contre, le fait de programmer des essais sur place avant et après la réhabilitation ne permet pas au propriétaire de réduire le risque lié à la performance. L'utilisation possible de CFD et des différents types d'essais sur modèle ou sur place sont décrits par ailleurs dans ce guide.

5.3.3 Risque de poursuivre l'exploitation sans réhabilitation

Un des objectifs de la réhabilitation de la turbine est d'améliorer la fiabilité du groupe. Il est important d'inclure l'option de "ne pas réhabiliter" dans l'analyse de risques. Pendant les premières phases d'évaluation du projet, les risques associés au fait de ne pas réhabiliter les groupes tels que la défaillance catastrophique d'un composant qui entraînerait de sérieux dégâts et un arrêt non planifié prolongé devront être déterminés. L'évaluation des types et de l'ampleur des risques liés à l'option de "ne pas réhabiliter" devra être réalisée selon la même approche que celle employée pour évaluer les risques liés à chaque option de réhabilitation.

Les risques associés à une défaillance ou à une panne peuvent être mineurs, comme le besoin d'installer une nouvelle pièce de rechange, ou peuvent prendre des proportions importantes comme une défaillance catastrophique ou la mise en danger du personnel. Une condition, jugée critique, pouvant potentiellement mener à une défaillance catastrophique à court terme ou à une défaillance identifiable pouvant avoir d'énormes conséquences ou un risque identifiable pour le personnel serait un élément déclencheur d'une réhabilitation immédiate.

L'évaluation devra inclure les coûts suivants associés à l'option dans laquelle il n'y a pas de réhabilitation:

- les pertes d'énergie dues à la détérioration des rendements;
- les pertes de revenu dues aux arrêts forcés et aux arrêts non planifiés;
- l'augmentation des coûts de fonctionnement et d'entretien, ce qui inclut des coûts d'inspection additionnels nécessaires au bon fonctionnement de la centrale;
- l'augmentation des primes d'assurance.

Ne pas remplacer un composant en très mauvais état peut créer un fort risque de panne et un coût associé élevé. Ceci peut être quantifié en estimant le nombre d'années avant que le composant n'ait une défaillance majeure qui résulterait en une perte substantielle de production ou un risque pour la vie humaine ou les deux.

5.3.4 Risque de prolongement de l'arrêt des groupes

Chaque option de réhabilitation comporte des arrêts planifiés et un potentiel pour des arrêts se prolongeant au-delà de ce qui avait été prévu. La probabilité de prolongement de la période d'arrêt est plus forte que pour les constructions neuves à cause de la possibilité de découvrir un élément qui doit être réparé ou remplacé lors du démontage pendant la phase de réalisation du projet.

L'option de ne pas réhabiliter présente un risque de panne d'équipement dont la conséquence serait une période d'arrêt prolongé pour permettre la conception, la fourniture, la fabrication et l'installation du composant défectueux mais aussi probablement d'autres équipements et composants voire même de structures. Par ailleurs, l'arrêt résultant d'une panne d'équipement peut survenir au moment le plus critique de l'année, lorsque les coûts de remplacement de l'énergie sont au plus haut.

5.3.5 Risques financiers

Des exemples de risques financiers sont

- le risque et impact d'une inflation réelle plus élevée que celle prévue;
- le risque et impact de taux d'intérêt supérieurs à ceux prévus;
- le risque que les taux d'énergie et de puissance à partir desquels les revenus futurs sont évalués et à partir desquels les pertes de revenu pendant la réhabilitation sont évaluées soient différents de ceux prévus;
- les risques financiers incluant les coûts d'achat d'énergie de remplacement pendant la réhabilitation;
- les risques liés au taux de change, si applicables.

En plus de l'évaluation des risques financiers basée sur les meilleures estimations pour chaque composant, il est généralement prudent d'évaluer aussi la sensibilité des données économiques du projet aux hypothèses faite lors de l'analyse financière. Ceci dit, la plupart des propriétaires ont des valeurs prédéfinies pour tous les paramètres financiers utilisés pour les évaluations d'un projet.

5.3.6 Risque lié à l'étendue des travaux

Une grosse partie des risques financiers et des risques de prolongement de l'arrêt du groupe sont déjà pris en compte dans la phase de planification du projet.

Selon l'importance du groupe à réhabiliter, tous les travaux effectués sur le chemin critique représentent habituellement un risque relié à l'augmentation possible de l'étendue des travaux. Les problèmes découverts après démontage et inspection du groupe peuvent conduire à d'importants travaux non planifiés et non budgétés.

Lors de la définition de l'étendue des travaux du projet, deux approches différentes peuvent être prises.

- Sous les termes d'un contrat définissant l'étendue de fourniture prévue, démonter et inspecter tous les composants puis réaliser les réparations requises selon les recommandations des ingénieurs. Ceci peut, et c'est généralement le cas, provoquer des changements dans l'étendue des travaux.
- Prévoir à l'avance de remplacer tous les composants douteux par des pièces neuves.

Ceux qui essaient de minimiser le budget initial et qui disposent, pour des raisons hydrologiques, d'une période d'arrêt de groupe planifié confortable choisissent souvent la première approche. C'est celle qui normalement comporte en soi le risque le plus élevé de changements d'étendue de fourniture.

Ceux pour qui la durée d'indisponibilité des groupes est critique se tournent généralement vers la deuxième approche pour minimiser les risques liés à un prolongement non planifié de l'arrêt des groupes. Dans une centrale à plusieurs groupes, cette approche peut être utilisée pour le premier groupe et ensuite un mélange des deux approches pourra être utilisé pour les groupes suivants. L'étendue de fourniture optimale du projet se situe souvent quelque part entre les deux extrêmes.

Lors de la définition de l'étendue des travaux avant arrêt des groupes, il y a un risque que

l'étendue de la réhabilitation d'une pièce donnée soit sous-estimée. Le plus grand risque est sans doute de découvrir des pièces en mauvais état et de devoir réparer des composants supplémentaires. La solution à ces deux problèmes consiste à réaliser une planification réaliste avec certaines "latitudes" dans le programme et de prévoir des imprévus supérieurs à ceux qu'on aurait retenus pour une construction neuve de valeur comparable. Le niveau d'imprévu dépendra du nombre de composants dont le remplacement par des composants neufs est retenu, de la qualité des registres traitant de l'état de la machine et de la qualité de détail de l'inspection avant démontage.

5.3.7 Autres risques

D'autres risques tels que ceux reliés à la sécurité des gens ou à l'environnement devront aussi être évalués.

Les risques humains incluent les blessures ou les décès possibles pendant le projet de réhabilitation ou les risques correspondant rattachées à la décision de ne pas réhabiliter les groupes.

Les risques de dégâts pour l'environnement ou pour les poissons générés par les usines hydroélectriques peuvent être dus à

- des modifications accidentelles ou planifiées du débit à cause des arrêts pour la réhabilitation ou pendant les opérations suivant la réhabilitation;
- des modifications accidentelles ou prévues du niveau des retenues à cause des arrêts pour la réhabilitation ou pendant les opérations suivant la réhabilitation;
- des déversements de contaminant tels que l'huile de lubrification pendant les arrêts ou pendant le fonctionnement.

Cependant, un arrêt prolongé peut être une opportunité pour mener des programmes environnementaux concernant la qualité de l'eau, l'amélioration des débits de la rivière et la protection des berges; ces améliorations environnementales peuvent aussi résulter de la réhabilitation, comme par exemple, lorsque la turbine est remplacée par une turbine respectant davantage les poissons.

Le groupe réhabilité peut avoir une influence soit positive, soit négative sur l'environnement selon les changements spécifiques apportés. En règle générale, l'approche la moins agressive pour l'environnement pour augmenter la puissance est celle qui ne modifie pas le débit turbiné. Le gain de puissance est alors obtenu par une augmentation de rendement et l'augmentation de puissance qui en découle par rapport aux groupes existants.

6 Évaluation et détermination de l'envergure des travaux

6.1 Généralités

On retrouvera dans cet Article les principaux éléments qui devraient être examinés durant l'évaluation de l'état de la turbine et des équipements connexes et qui pourraient affecter ou être affectés par les travaux de réhabilitation ou d'amélioration de la performance. Une bonne évaluation couvre les trois éléments suivants:

- l'évaluation du site;
- l'évaluation de la turbine;
- l'évaluation des équipements connexes.

6.2 L'évaluation du site

6.2.1 Conditions hydrologiques

Le fonctionnement optimal d'une centrale hydroélectrique ne dépend pas seulement du

rendement des turbines mais aussi de la meilleure utilisation qui est faite de la chute et du débit disponibles. Les conditions qui prévalaient lors de la construction des installations peuvent avoir changé au cours des ans. Le potentiel hydraulique du site et sa gestion devraient donc être revus à la lumière des conditions actuelles.

Une augmentation du rendement de la turbine ne devrait normalement pas avoir d'effet marqué sur le schéma d'exploitation de la centrale. Par contre, l'effet combiné d'une augmentation de rendement et d'une augmentation de puissance peut conduire à un changement du mode d'exploitation de la centrale en réduisant le facteur d'utilisation et en augmentant la production d'énergie avec des effets possibles sur l'environnement.

Les grandes questions à se poser sont les suivantes.

- Y a-t-il possibilité de modifier le débit?
- Y a-t-il de nouvelles contraintes ou de nouvelles possibilités concernant les niveaux d'eau amont et aval qui pourraient nous amener à changer l'énergie hydraulique massique des turbines ou le coefficient de Thoma (sigma d'implantation) de la centrale?
- Y a-t-il de nouvelles contraintes ou de nouvelles possibilités concernant le mode d'exploitation à cause de considérations environnementales ou sociales?

Une bonne analyse statistique du potentiel de production futur d'un site requiert des données historiques complètes couvrant une période de 25 ans ou plus. On devrait pouvoir disposer d'une compilation des conditions hydrologiques du site comprenant les moyennes horaires, journalières ou mensuelles des débits et des chutes en fonction du temps pour la plus grande période d'exploitation possible.

Si cette information n'est pas disponible par des mesures directes, elle peut être déduite à partir des rapports sur la production énergétique, sur les niveaux amont et aval, sur les pertes mesurées ou calculées en dehors des turbines, sur le rendement mesuré ou calculé de la turbine et de l'alternateur en tenant compte des débits déversés par les évacuateurs. On doit cependant faire preuve de prudence lorsqu'on utilise les valeurs présumées de rendement des machines. Ces dernières doivent être basées sur les données d'origine du manufacturier ou sur des essais antérieurs sans toutefois négliger la détérioration résultant de la condition de la machine. Cette information, corrélée avec des systèmes hydrauliques voisins, peut servir à déterminer s'il y a eu changement dans les conditions hydrologiques du site ou dans les paramètres hydrauliques de la centrale.

Tout changement dans les paramètres hydrauliques ou dans le mode d'exploitation prévu de la centrale peut modifier les conditions nominales de la turbine et influencer le choix de la meilleure solution pour la réhabilitation ou l'amélioration des performances de la turbine

6.2.2 Production énergétique actuelle

Les données existantes sur la production énergétique annuelle de la centrale constituent pour le propriétaire la base sur laquelle il pourra établir la valeur de toute amélioration potentielle de la performance de l'équipement de la centrale. S'il dispose, en plus, de données hydrologiques de sources indépendantes, les données sur la production énergétique lui permettront de tracer l'évolution des pertes de performance dans le temps. S'il ne dispose pas de telles sources indépendantes de données hydrologiques, les rapports historiques de production énergétique, les rapports de déversement et une connaissance approximative des caractéristiques de l'équipement de production peuvent lui permettre de reconstituer l'historique hydrologique à la centrale avec une imprécision de l'ordre de plus ou moins 5 %. C'est au moins aussi précis que la plupart des méthodes servant à établir l'hydrologie d'un nouveau site.

Idéalement, l'historique de production devrait être disponible pour chacun des groupes pris individuellement et couvrir la période de production la plus longue possible, soit plus de 25 ans mais pas moins de 10 ans. Pour une période aussi courte, cependant, l'imprécision sera plus grande que 5 %.

L'information disponible devrait être mise en graphique pour toute la période d'enregistrement et toute tendance devrait être observée, questionnée et expliquée.

Les causes de changement peuvent inclure une dégradation de la performance de l'équipement, un changement dans les conditions hydrologiques, une modification dans la philosophie d'exploitation ou de gestion de l'eau et l'impact des arrêts planifiés ou forcés qui sont liés à la fiabilité de l'équipement. Il faut faire attention cependant de ne pas surestimer les événements ou les tendances récentes. Si toutefois une dégradation des performances de l'équipement semble être à l'origine d'une tendance, cela peut se vérifier en comparant le rendement actuel avec les courbes de rendement originales lorsqu'elles sont disponibles évidemment.

Souvent, des gains significatifs en production d'énergie peuvent être réalisés en améliorant la gestion du réservoir. Bien que cet aspect ne fasse pas partie des objectifs de ce guide, il devrait toujours faire partie de toute étude sérieuse de réhabilitation.

6.2.3 Questions environnementales, sociales et réglementaires

Les conditions d'exploitation d'une centrale sont régies par des règles environnementales, sociales et réglementaires. Ces règles ont pour but de reconnaître les multiples objectifs d'utilisation de l'eau en équilibrant les usages environnementaux, sociaux et économiques de l'eau. Certains des aspects couverts dans ces règles sont soulignés ici bas:

- exigences de débit minimum;
- limitations sur les variations des niveaux d'eau amont et aval;
- taux admissible de variation de débit (Ramping rate);
- débit écologique;
- limites sur la quantité de gaz dissous;
- débit récréationnel;
- débit pour fin d'irrigation et d'usage domestique;
- débit pour production hydroélectrique.

S'il est décidé de réhabiliter la centrale pour une question de rendement seulement, le débit sera le même avant et après et les mêmes exigences réglementaires devraient s'appliquer. Cependant, toute augmentation de puissance allant au delà de la simple augmentation de rendement exigera l'utilisation d'une plus grande quantité d'eau ou des changements dans le régime d'écoulement durant l'exploitation de la centrale. Ces changements peuvent déclencher l'application de nouvelles règles. De nouvelles règles peuvent aussi être imposées même sans changement dans l'utilisation de l'eau.

La possibilité d'apparition de nouvelles règles ou de règles révisées concernant la gestion de l'eau devrait être revue soigneusement au démarrage de tout projet de réhabilitation afin d'évaluer l'impact, s'il y en a, sur l'exploitation et par conséquent sur les revenus potentiels de la centrale réhabilitée.

6.3 L'évaluation de l'état de la turbine

6.3.1 Généralités

L'objectif de l'évaluation est de disposer, en bout de ligne de toute l'information nécessaire pour pouvoir décider s'il est économiquement justifiable de procéder à une réhabilitation de la turbine soit pour garantir sa fiabilité, pour prolonger sa durée de vie utile et réduire les coûts d'entretien ou pour en augmenter la performance.

Il y a deux grands aspects à considérer dans l'évaluation de l'état de la turbine:

- 1) **l'intégrité** ou la condition mécanique de la turbine, laquelle doit être établie par une inspection visuelle détaillée en plus d'une inspection par essais non destructifs lorsque requis;
- 2) **la performance** de la turbine, laquelle doit être établie par une analyse soignée des relevés de fonctionnement et des conditions d'exploitation passées pour évaluer les possibilités réelles de pouvoir en améliorer les performances, soit:
 - le rendement;
 - la puissance;
 - les problèmes de vibration mécanique;
 - la stabilité hydraulique;
 - les problèmes d'érosion due à la cavitation;
 - les conditions et les restrictions d'exploitation.

Les tableaux qui suivent donnent, sous forme de fiches de vérification, pour chaque composant, les différents points à considérer dans l'évaluation de l'état d'une turbine existante. Ils sont regroupés sous trois titres: "les points à regarder"; "les causes ou les raisons potentielles" et les "actions possibles". Les tableaux se présentent comme suit:

- a) Pièces encastrées de la turbine
 - Avant-distributeur (Tableau 2);
 - Bâche spirale ou semi-spirale (Tableau 3);
 - Manteau de roue/ceinture de sortie (Tableau 4);
 - Aspirateur (Tableau 5).
- b) Pièces fixes non encastrées de la turbine
 - Flasque supérieur (Tableau 6);
 - Flasques intermédiaire et intérieur (Tableau 7);
 - Flasque inférieur (Tableau 8);
 - Directrices (Tableau 9);
 - Mécanisme de vannage (Tableau 10);
 - Cercle de vannage (Tableau 11);
 - Servomoteurs (Tableau 12);
 - Paliers guides (Tableau 13);
 - Joint d'étanchéité de l'arbre turbine (Tableau 14);
 - Support de pivoterie (Tableau 15t);
 - Injecteurs (Tableau 16);
 - Déflecteurs et dissipateurs d'énergie (Tableau 17).
- c) Pièces tournantes
 - Roue (Tableau 18);

- Arbre turbine (Tableau 19);
- Chapeau de distribution et conduits de distribution d'huile (Tableau 20).

d) Auxiliaires de turbine

- Régulateur de vitesse et de charge (Tableau 21);
- Système d'aération de la turbine (Tableau 22);
- Système de graissage (mécanisme de vannage) (Tableau 23).

Certains tableaux s'appliquent à tous les types de turbines pendant que d'autres ne s'appliquent qu'à certains types seulement, comme indiqué dans le titre de chaque tableau. Certaines pièces font partie de plus d'une catégorie mais, pour une question de simplicité, elles ne sont listées que dans une seule. Par exemple certaines pièces peuvent être encastrées ou non encastrées dépendamment de la conception.

Les sujets les plus significatifs pour l'évaluation de l'intégrité mécanique de la turbine et pour l'amélioration potentielle des performances sont traités plus en détail dans les pages qui suivent les tableaux.

**Tableau 2 – Évaluation des pièces encastrées de la turbine –
Avant-distributeur**

Applicable aux turbines Francis, Kaplan et hélice à pales fixes

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Fissures dans les avant-directrices	<input type="checkbox"/> Vibration <input type="checkbox"/> Déformations dues à la réaction alcalis-granulats dans le béton <input type="checkbox"/> Perte de capacité structurale causée par l'érosion ou la corrosion <input type="checkbox"/> Faible résistance structurale due à une mauvaise conception ou à un défaut de fabrication <input type="checkbox"/> Défaut dans le matériau	<input type="checkbox"/> Investigation des réparations antérieures (nature, étendue et fréquence) <input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Inspection par méthode non destructrice des avant-directrices et de leur raccordement aux anneaux de support <input type="checkbox"/> Analyse des écoulements, des contraintes et du matériau <input type="checkbox"/> Réparation par soudage
<input type="checkbox"/> Érosion par les particules en suspension	<input type="checkbox"/> Profil des avant-directrices non optimal <input type="checkbox"/> Particules abrasives dans l'eau	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Investigation des réparations antérieures (nature, étendue et fréquence) <input type="checkbox"/> Analyse comparative avec des conceptions modernes <input type="checkbox"/> Analyses d'écoulements <input type="checkbox"/> Reconstruction de la surface par soudage <input type="checkbox"/> Modification du profil hydraulique <input type="checkbox"/> Pose d'un revêtement protecteur
<input type="checkbox"/> Corrosion	<input type="checkbox"/> Revêtement protecteur inapproprié ou perte de ce dernier <input type="checkbox"/> Agressivité de l'eau	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Nettoyage par projection d'abrasifs et application d'un revêtement protecteur approprié
<input type="checkbox"/> Pertes hydrauliques	<input type="checkbox"/> Profil d'avant-directrices non optimal <input type="checkbox"/> Fini de surface trop rugueux	<input type="checkbox"/> Analyse d'écoulements <input type="checkbox"/> Analyse comparative avec des conceptions modernes <input type="checkbox"/> Nettoyage par projection d'abrasifs et lissage <input type="checkbox"/> Modification du profil hydraulique <input type="checkbox"/> Peinture
<input type="checkbox"/> Fuites aux brides d'accouplement radiales	<input type="checkbox"/> Détérioration des brides d'accouplement radiales due au mouvement du béton <input type="checkbox"/> Fissuration par fatigue des soudures d'étanchéité due à la faiblesse de boulonnage initiale des brides	<input type="checkbox"/> Soudures d'étanchéité ou réparation structurale par soudage

**Tableau 3 – Évaluation des pièces encastrées de la turbine –
Bâche spirale ou semi-spirale**

Applicable aux turbines Francis, Kaplan et hélice à pales fixes

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Fissures dans le voisinage de l'avant-distributeur, dans les soudures ou dans les tôles	<input type="checkbox"/> Déformations dues à la réaction alcalis-granulats dans le béton <input type="checkbox"/> Perte de résistance structurale due à l'érosion <input type="checkbox"/> Cycles de pressurisation, surpression, résonance hydraulique (fatigue à nombre de cycles bas, moyen ou élevé)	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète, cartographie des dommages <input type="checkbox"/> Inspection non destructrice (NDT) de la bâche, du raccordement à l'avant-distributeur et des autres endroits critiques <input type="checkbox"/> Analyse de contraintes <input type="checkbox"/> Investigation des réparations antérieures (nature, étendue et fréquence) <input type="checkbox"/> Ajustement du temps de fermeture du distributeur <input type="checkbox"/> Réparation par soudage
<input type="checkbox"/> Détérioration des rivets	<input type="checkbox"/> Corrosion	<input type="checkbox"/> Réparation par soudage <input type="checkbox"/> Remplacement si accessible
<input type="checkbox"/> Détérioration du fini de surface	<input type="checkbox"/> Corrosion <input type="checkbox"/> Micro-organismes <input type="checkbox"/> Bernacles <input type="checkbox"/> Revêtement protecteur inapproprié ou perte de ce dernier	<input type="checkbox"/> Sablage par projection d'abrasifs et pose d'un revêtement protecteur inadéquat
<input type="checkbox"/> Détérioration de la surface de béton des passages hydrauliques	<input type="checkbox"/> Faible qualité de béton (généralisée ou locale)	<input type="checkbox"/> Réparation du béton
<input type="checkbox"/> Détérioration de l'épaisseur des parois	<input type="checkbox"/> Particules abrasives dans l'eau <input type="checkbox"/> Effet combiné de la corrosion et de l'érosion	<input type="checkbox"/> Mesure de l'épaisseur des tôles <input type="checkbox"/> Analyse de contraintes <input type="checkbox"/> Pose d'un revêtement anticorrosif <input type="checkbox"/> Modifications de la loi de fermeture des directrices ou déclassement du groupe <input type="checkbox"/> Renforcement de la bâche
<input type="checkbox"/> Mauvais fonctionnement de la porte d'accès ou fuites d'eau	<input type="checkbox"/> Corrosion <input type="checkbox"/> Détérioration de la surface des brides et du joint d'étanchéité <input type="checkbox"/> Ajustement de la porte <input type="checkbox"/> Détérioration des charnières <input type="checkbox"/> Usure des coussinets	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète des surfaces d'étanchéité <input type="checkbox"/> Remplacement des joints d'étanchéité <input type="checkbox"/> Nouvelle conception de joints <input type="checkbox"/> Réfection des faces d'étanchéité <input type="checkbox"/> Remplacement ou réfection des coussinets et des axes des charnières <input type="checkbox"/> Nouvelle conception de charnières

**Tableau 4 – Évaluation des pièces encastrées de la turbine –
Manteau de roue/ceinture de sortie**

Applicable aux turbines Francis, Kaplan et hélice à pales fixes

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Fissures	<input type="checkbox"/> Mauvaise conception <input type="checkbox"/> Défaut de manufacture <input type="checkbox"/> Fluctuations de pression <input type="checkbox"/> Frottement de la roue contre le manteau de roue <input type="checkbox"/> Réparation de soudure inappropriée	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète et inspection par méthodes non destructives (NDT) <input type="checkbox"/> Analyse de charges et de contraintes <input type="checkbox"/> Réparation par soudage <input type="checkbox"/> Renforcement du manteau de roue <input type="checkbox"/> Aération de la roue (turbine Francis) <input type="checkbox"/> Alignement et équilibrage du groupe
<input type="checkbox"/> Fuites d'eau	<input type="checkbox"/> Défaut d'assemblage <input type="checkbox"/> Conception déficiente <input type="checkbox"/> Boulons desserrés	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle <input type="checkbox"/> Vérification du boulonnage <input type="checkbox"/> Remplacement ou réfection du manteau de roue
<input type="checkbox"/> Défaut de circularité	<input type="checkbox"/> Déformation du béton causée par la réaction alcalis-granulats	<input type="checkbox"/> Mesure de la circularité et du jeu en bout de pale <input type="checkbox"/> Vérification de l'alignement du groupe <input type="checkbox"/> Intervention sur le béton de fondation <input type="checkbox"/> Rétablissement du jeu en bout de pale
<input type="checkbox"/> Déformation, désalignement ou perte d'horizontalité de la ceinture de sortie (Support du flasque inférieur pour turbine Francis)	<input type="checkbox"/> Défaut d'assemblage <input type="checkbox"/> Déformation du béton causé par la réaction alcalis-granulats	<input type="checkbox"/> Mesure de la position axiale de la roue (Francis) par rapport à la ceinture de sortie <input type="checkbox"/> Démontage et remontage du groupe
<input type="checkbox"/> Usure anormale	<input type="checkbox"/> Frottement de la roue contre la face intérieure du manteau de roue	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle <input type="checkbox"/> Vérification et correction de l'alignement du groupe <input type="checkbox"/> Vérification du jeu en bout de pale
<input type="checkbox"/> Corrosion	<input type="checkbox"/> Agressivité de l'eau <input type="checkbox"/> Revêtement inapproprié	<input type="checkbox"/> Nettoyage par projection d'abrasifs et ajout d'un revêtement protecteur
<input type="checkbox"/> Érosion par particules en suspension	<input type="checkbox"/> Particules abrasives dans l'eau <input type="checkbox"/> Mauvais choix de matériau	<input type="checkbox"/> Pose d'un revêtement résistant à l'érosion (métallisation ou soudage) <input type="checkbox"/> Réparation ou remplacement
<input type="checkbox"/> Érosion de cavitation	<input type="checkbox"/> Mode d'exploitation <input type="checkbox"/> Conception des pales <input type="checkbox"/> Jeux en bout de pale	<input type="checkbox"/> Inspection et cartographie des zones de cavitation <input type="checkbox"/> Vérification des jeux en bout de pale <input type="checkbox"/> Revue du mode d'exploitation <input type="checkbox"/> Réparation des zones endommagées
<input type="checkbox"/> Performance et considérations environnementales	<input type="checkbox"/> Jeu excessif en bout de pale	<input type="checkbox"/> Conversion à un manteau de roue sphérique au-dessus comme au-dessous des pales

Tableau 5 – Évaluation des pièces encastrées de la turbine – Aspirateur

Applicable aux turbines Francis, Kaplan et hélice à pales fixes

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Vides sous le blindage d'aspirateur ou décollement de celui-ci du béton	<input type="checkbox"/> Fluctuations de pression (Torche à charge partielle ou à pleine charge) <input type="checkbox"/> Déformation due à la réaction alcalis-granulats dans le béton <input type="checkbox"/> Bétonnage initial de mauvaise qualité ou bris d'ancrages	<input type="checkbox"/> Inspection par martelage et cartographie des vides <input type="checkbox"/> Injection avec coulis de ciment ou époxy <input type="checkbox"/> Ajout d'ancrages
<input type="checkbox"/> Érosion de cavitation	<input type="checkbox"/> Matériau ou recouvrement inapproprié <input type="checkbox"/> Exploitation fréquente sous des conditions anormales <input type="checkbox"/> Changement dans le mode d'exploitation de la centrale <input type="checkbox"/> Perturbations de l'écoulement dues à un mauvais profil de la roue ou du distributeur	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Analyse d'écoulement <input type="checkbox"/> Analyse comparative avec des conceptions modernes <input type="checkbox"/> Mesure de l'épaisseur résiduelle du blindage <input type="checkbox"/> Restauration de la surface <input type="checkbox"/> Nettoyage par projection d'abrasifs et peinture <input type="checkbox"/> Ajout d'un recouvrement résistant à l'érosion par cavitation
<input type="checkbox"/> Fissures	<input type="checkbox"/> Détachement des ancrages ou des raidisseurs externes <input type="checkbox"/> Fluctuations de pression dues à la torche à charge partielle ou à forte charge	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Investigation des réparations antérieures (nature, étendue et fréquence) <input type="checkbox"/> Mesure de l'épaisseur de la paroi <input type="checkbox"/> Inspection NDT au droit de la porte d'accès et au raccordement avec la ceinture de sortie <input type="checkbox"/> Restauration du blindage (soudage, meulage et injection de coulis) ou remplacement d'une section
<input type="checkbox"/> Corrosion et érosion par particules	<input type="checkbox"/> Présence dans l'eau de micro-organismes catalyseurs de corrosion <input type="checkbox"/> Nombre de cycles d'immersion <input type="checkbox"/> Eau agressive avec ou sans phénomène de corrosion galvanique due à la combinaison de matériaux dissemblables <input type="checkbox"/> Présence de particules abrasives dans l'eau	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Mesure de l'épaisseur résiduelle du blindage <input type="checkbox"/> Nettoyage par projection d'abrasifs et utilisation d'un revêtement résistant à la corrosion et l'érosion <input type="checkbox"/> Recouvrement avec un matériau résistant à l'érosion ou ajout de plaques d'usure aux endroits de grande vitesse
<input type="checkbox"/> Perte de rendement ou de puissance par rapport à la valeur nominale	<input type="checkbox"/> Conception déficiente <input type="checkbox"/> Nouvelles conditions d'exploitation (hydrauliques ou puissance)	<input type="checkbox"/> Analyse d'écoulements <input type="checkbox"/> Analyse comparative avec des conceptions modernes <input type="checkbox"/> Modification du béton ou du blindage <input type="checkbox"/> Modification à la ceinture de sortie
<input type="checkbox"/> Détérioration de la surface et du profil de l'aspirateur	<input type="checkbox"/> Perte de morceaux de béton dans les passages hydrauliques due à une faible qualité du béton <input type="checkbox"/> Érosion du béton par cavitation ou par particules abrasives <input type="checkbox"/> Érosion due à des écoulements secondaires de grande vitesse	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Cartographie des dommages <input type="checkbox"/> Réparation du béton <input type="checkbox"/> Meulage du béton pour améliorer le profil d'écoulement

**Tableau 6 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine –
Flasque supérieur**

Applicable aux turbines Francis, Kaplan et hélice à pales fixes

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Fissures	<input type="checkbox"/> Mises en pression répétitives <input type="checkbox"/> Fluctuations de pression ou surpressions <input type="checkbox"/> Résonance hydraulique (fatigue à bas, moyen ou grand nombre de cycles) <input type="checkbox"/> Déformation <input type="checkbox"/> Défaut du matériau ou de la conception <input type="checkbox"/> Taux de contrainte mécanique élevée (conception)	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète et inspection par essais non destructifs (NDT) <input type="checkbox"/> Analyse des contraintes <input type="checkbox"/> Réparation par soudure <input type="checkbox"/> Renforcement du flasque supérieur <input type="checkbox"/> Remplacement du flasque supérieur
<input type="checkbox"/> Dégradation des faces ou plaques d'usure	<input type="checkbox"/> Particules abrasives dans l'eau <input type="checkbox"/> Érosion de cavitation <input type="checkbox"/> Effet combiné de la corrosion et de l'érosion <input type="checkbox"/> Tréfilage. . Le tréfilage est causé par un jet d'eau propre passant à haute vitesse dans un petit jeu <input type="checkbox"/> Contact avec les directrices	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle et dimensionnelle complète <input type="checkbox"/> Réparation et usinage des faces d'usure <input type="checkbox"/> Installation ou remplacement des plaques d'usure <input type="checkbox"/> Réalignement du groupe <input type="checkbox"/> Ajustement du jeu vertical des directrices
<input type="checkbox"/> Contact par frottement entre les directrices et le flasque supérieur	<input type="checkbox"/> Désalignement du flasque supérieur ou du flasque inférieur <input type="checkbox"/> Jeu insuffisant entre les directrices et le flasque supérieur <input type="checkbox"/> Fléchissement excessif du flasque supérieur	<input type="checkbox"/> Évaluation du risque de mauvais fonctionnement des directrices par un essai de couple sur les directrices <input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète à la recherche d'usure ou d'arrachement de matière à l'interface des composants <input type="checkbox"/> Inspection dimensionnelle complète de l'alignement des directrices, du flasque supérieur et du flasque inférieur <input type="checkbox"/> Réalignement de l'ensemble <input type="checkbox"/> Rebâtissage et usinage des faces d'usure du flasque supérieur <input type="checkbox"/> Installation ou remplacement des plaques d'usure
<input type="checkbox"/> Usure du labyrinthe supérieur de la roue	<input type="checkbox"/> Désalignement du flasque supérieur <input type="checkbox"/> Désalignement de la roue <input type="checkbox"/> Jeux inadéquats <input type="checkbox"/> Réaction alcalis-granulats dans le béton	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Modification des jeux <input type="checkbox"/> Inspection dimensionnelle complète de l'alignement de la roue et du flasque supérieur <input type="checkbox"/> Remplacement ou usinage du labyrinthe de roue <input type="checkbox"/> Remplacement du flasque supérieur <input type="checkbox"/> Remplacement de la roue
<input type="checkbox"/> Perte de niveau	<input type="checkbox"/> Défaut d'assemblage <input type="checkbox"/> Mouvements de la centrale <input type="checkbox"/> Réaction alcalis-granulats dans le béton	<input type="checkbox"/> Inspection dimensionnelle des assises du flasque supérieur <input type="checkbox"/> Usinage des assises du flasque supérieur (bride des avant-directrices)

Tableau 6 (suite)

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Planéité des faces ou plaques d'usure	<input type="checkbox"/> Défauts d'assemblage <input type="checkbox"/> Usure inégale	<input type="checkbox"/> Inspection dimensionnelle complète des faces usinées <input type="checkbox"/> Usinage des faces ou des plaques d'usure du flasque supérieur <input type="checkbox"/> Remplacement ou installation de plaques d'usure <input type="checkbox"/> Remplacement du flasque supérieur <input type="checkbox"/> Réassemblage du groupe
<input type="checkbox"/> Fuites d'eau	<input type="checkbox"/> Usure du joint d'étanchéité d'arbre ou des faces d'étanchéité	<input type="checkbox"/> Remplacement des joints <input type="checkbox"/> Réfection des faces d'étanchéité
<input type="checkbox"/> Graissage incluant l'aspect environnemental	<input type="checkbox"/> Tuyaux de graissage brisés <input type="checkbox"/> Mauvais fonctionnement du système de distribution de la graisse <input type="checkbox"/> Rainures de distribution de la graisse mal conçues <input type="checkbox"/> Perte excessive de graisse dans l'environnement <input type="checkbox"/> Usure des coussinets des directrices	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète du flasque supérieur et du système de graissage des coussinets <input type="checkbox"/> Remplacement des coussinets des directrices <input type="checkbox"/> Installation de coussinets auto lubrifiants aux directrices <input type="checkbox"/> Réparation, modification ou élimination du système de graissage
<input type="checkbox"/> Boulons manquants ou brisés	<input type="checkbox"/> Défaut d'assemblage <input type="checkbox"/> Déformation du flasque supérieur <input type="checkbox"/> Mauvais choix de matériau ou non-respect des spécifications <input type="checkbox"/> Contrôle de qualité déficient durant la fabrication ou l'installation <input type="checkbox"/> Contraintes de conception trop élevées <input type="checkbox"/> Fluctuations anormales de pression <input type="checkbox"/> Résonance hydraulique (fatigue à nombre de cycles bas, moyen ou élevé)	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète des brides et des boulons et inspection par essais non destructifs si possible <input type="checkbox"/> Remplacement des boulons <input type="checkbox"/> Analyse d'écoulements <input type="checkbox"/> Modification de la fréquence naturelle du flasque supérieur <input type="checkbox"/> Amélioration de l'admission d'air <input type="checkbox"/> Modification du nombre, du matériau ou de la taille des boulons
<input type="checkbox"/> Accumulation d'eau (problème de drainage)	<input type="checkbox"/> Trous de drainage bloqués ou trop petits <input type="checkbox"/> Encrassement de la tuyauterie <input type="checkbox"/> Pertes d'eau trop élevées aux joints des directrices ou au joint de l'arbre <input type="checkbox"/> Capacité de drainage insuffisante	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Investigation des problèmes antécédents <input type="checkbox"/> Nettoyage des drains et de la tuyauterie <input type="checkbox"/> Réparation ou remplacement de la pompe de drainage ou de l'hydro éjecteur <input type="checkbox"/> Modification du système de drainage <input type="checkbox"/> Remplacement du joint d'arbre ou des joints des directrices
<input type="checkbox"/> Problème d'accès relié à l'entretien	<input type="checkbox"/> Conception déficiente <input type="checkbox"/> Nouveaux besoins relatifs à la sécurité ou à l'entretien	<input type="checkbox"/> Analyse comparative avec des conceptions modernes <input type="checkbox"/> Modification à la conception du flasque supérieur <input type="checkbox"/> Remplacement du flasque supérieur
<input type="checkbox"/> Problème avec les paliers du cercle de vannage	<input type="checkbox"/> Usure des segments de palier <input type="checkbox"/> Friction élevée	<input type="checkbox"/> Remplacement des segments de palier ou conversion à des matériaux auto lubrifiants

Tableau 6 (suite)

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Usure des coussinets des directrices	<input type="checkbox"/> Désalignement des flasques inférieurs et supérieurs <input type="checkbox"/> Graissage insuffisant <input type="checkbox"/> Usure due à l'âge ou à un service intensif	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Réalignement du groupe <input type="checkbox"/> Remplacement des coussinets ou conversion à un matériau auto lubrifiant <input type="checkbox"/> Réparation, reprogrammation, modification ou élimination du système de graissage

**Tableau 7 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine –
Flasques intermédiaire et intérieur**

Applicable aux turbines Kaplan et hélice à pales fixes

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Fissures	<input type="checkbox"/> Conception déficiente <input type="checkbox"/> Mauvais choix de matériau ou défaut de matériau <input type="checkbox"/> Fluctuation anormale de pression, surpression <input type="checkbox"/> Soulèvement fréquent de la roue durant les transitoires <input type="checkbox"/> Intrusion d'un corps étranger dans le passage hydraulique	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète et inspection par méthode non destructrice <input type="checkbox"/> Analyse de contraintes <input type="checkbox"/> Réparation par soudage <input type="checkbox"/> Renforcement <input type="checkbox"/> Remplacement <input type="checkbox"/> Vérification des jeux entre la roue et le flasque intérieur
<input type="checkbox"/> Fuites d'eau	<input type="checkbox"/> Défaut d'assemblage <input type="checkbox"/> Conception fautive <input type="checkbox"/> Boulons desserrés	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle <input type="checkbox"/> Vérification des boulons <input type="checkbox"/> Remplacement des joints d'étanchéité et réfection des faces d'étanchéité
<input type="checkbox"/> Érosion des passages hydrauliques	<input type="checkbox"/> Particules abrasives dans l'eau <input type="checkbox"/> Discontinuité sur la face d'écoulement	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle et cartographie des défauts <input type="checkbox"/> Recouvrement par soudage des surfaces endommagées <input type="checkbox"/> Enlèvement de la discontinuité dans l'écoulement
<input type="checkbox"/> Boulons manquants ou cassés	<input type="checkbox"/> Défaut d'assemblage <input type="checkbox"/> Mauvais choix de matériau ou matériau défectueux <input type="checkbox"/> Couple de serrage insuffisant <input type="checkbox"/> Vibration entraînant le desserrement des boulons	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle et recherche des problèmes d'ajustement des brides <input type="checkbox"/> Vérification de la charge de conception, du matériau et du couple de serrage des boulons <input type="checkbox"/> Mesure des fluctuations de pression et des vibrations
<input type="checkbox"/> Problème de drainage	<input type="checkbox"/> Trous de drainage bloqués ou trop petits <input type="checkbox"/> Encrassement de la tuyauterie de drainage <input type="checkbox"/> Pertes d'eau trop élevées aux joints des directrices ou au joint de l'arbre <input type="checkbox"/> Capacité de drainage insuffisante	<input type="checkbox"/> Inspection des joints des directrices, du joint d'arbre et du joint de la bride du flasque supérieur <input type="checkbox"/> Nettoyage des drains et de la tuyauterie <input type="checkbox"/> Réparation ou remplacement de la pompe de drainage ou de l'hydro éjecteur <input type="checkbox"/> Modification du système de drainage <input type="checkbox"/> Remplacement du joint d'arbre, des joints des directrices ou des joints de la bride du flasque supérieur
<input type="checkbox"/> Problèmes d'accès	<input type="checkbox"/> Conception déficiente <input type="checkbox"/> Nouveaux besoins relatifs à la sécurité ou à l'entretien	<input type="checkbox"/> Comparaison avec des conceptions modernes <input type="checkbox"/> Modifications <input type="checkbox"/> Remplacement

**Tableau 8 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine –
Flasque inférieur**

Applicable aux turbines Francis, Kaplan et hélice à pales fixes

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Dégradation des plaques d'usure	<input type="checkbox"/> Sédiments abrasifs dans l'eau <input type="checkbox"/> Érosion par cavitation <input type="checkbox"/> Le tréfilage <input type="checkbox"/> Contact avec les directrices	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle et dimensionnelle complète <input type="checkbox"/> Réparation et usinage des faces <input type="checkbox"/> Remplacement ou installation de plaques d'usure <input type="checkbox"/> Réalignement de l'assemblage <input type="checkbox"/> Ajustement de la position verticale des directrices
<input type="checkbox"/> Interférence avec le fonctionnement des directrices	<input type="checkbox"/> Désalignement du flasque supérieur et du flasque inférieur <input type="checkbox"/> Jeu insuffisant entre le flasque inférieur et les directrices	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Inspection dimensionnelle complète des directrices et de l'alignement du flasque supérieur avec le flasque inférieur <input type="checkbox"/> Réalignement de l'ensemble <input type="checkbox"/> Réparation des surfaces endommagées et usinage <input type="checkbox"/> Installation ou remplacement des plaques d'usure
<input type="checkbox"/> Usure du labyrinthe inférieur de la roue (turbines Francis)	<input type="checkbox"/> Désalignement du flasque inférieur <input type="checkbox"/> Désalignement de la roue <input type="checkbox"/> Jeux théoriques inadéquats <input type="checkbox"/> Déformation du flasque inférieur due à la réaction alcalis-granulats dans le béton	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Modification des jeux <input type="checkbox"/> Inspection dimensionnelle complète de l'alignement de la roue et du flasque inférieur <input type="checkbox"/> Usinage ou remplacement du labyrinthe de roue <input type="checkbox"/> Remplacement du flasque inférieur
<input type="checkbox"/> Perte de niveau	<input type="checkbox"/> Problème d'assemblage <input type="checkbox"/> Instabilité dimensionnelle de la centrale <input type="checkbox"/> Réaction alcalis-granulats dans le béton	<input type="checkbox"/> Inspection dimensionnelle complète du flasque inférieur et des fondations <input type="checkbox"/> Usinage de l'assise du flasque inférieur
<input type="checkbox"/> Planéité des plaques d'usure	<input type="checkbox"/> Problème d'assemblage <input type="checkbox"/> Usure <input type="checkbox"/> Distorsion	<input type="checkbox"/> Inspection dimensionnelle complète des faces usinées <input type="checkbox"/> Usinage du flasque inférieur <input type="checkbox"/> Remplacement du flasque inférieur <input type="checkbox"/> Démontage et remontage du groupe <input type="checkbox"/> Installation ou remplacement de plaques d'usure
<input type="checkbox"/> Fuites d'eau	<input type="checkbox"/> Détérioration des joints ou des faces d'étanchéité	<input type="checkbox"/> Remplacement des joints d'étanchéité <input type="checkbox"/> Réfection des faces d'étanchéité

Tableau 8 (suite)

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Problèmes de graissage des coussinets des directrices incluant l'aspect environnemental	<input type="checkbox"/> Tuyaux de graissage brisés <input type="checkbox"/> Rainures de distribution de la graisse mal conçues <input type="checkbox"/> Mauvais fonctionnement du système de distribution de la graisse <input type="checkbox"/> Perte excessive de graisse dans l'environnement <input type="checkbox"/> Usure des coussinets des directrices	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète des coussinets du flasque inférieur et du système de graissage <input type="checkbox"/> Remplacement des coussinets des directrices <input type="checkbox"/> Installation de coussinets autolubrifiants <input type="checkbox"/> Réparation, modification ou reprogrammation du système de graissage
<input type="checkbox"/> Boulons desserrés ou cassés	<input type="checkbox"/> Problème d'assemblage <input type="checkbox"/> Déformation du flasque inférieur <input type="checkbox"/> Mauvais grade ou mauvaise qualité de boulons	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète du boulonnage et des joints <input type="checkbox"/> Modification du nombre, du grade ou de la taille des boulons <input type="checkbox"/> Remplacement des boulons
<input type="checkbox"/> Usure des coussinets des directrices	<input type="checkbox"/> Désalignement du flasque inférieur et du flasque supérieur <input type="checkbox"/> Manque de graissage <input type="checkbox"/> Service extrême ou l'âge <input type="checkbox"/> Réaction alcalis-granulats dans le béton	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Inspection dimensionnelle complète de l'alignement du flasque inférieur avec le flasque supérieur <input type="checkbox"/> Démontage et réaligement du groupe <input type="checkbox"/> Remplacement des coussinets par des semblables ou par des auto lubrifiants <input type="checkbox"/> Modification, réparation ou reprogrammation du système de graissage

Tableau 9 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine – Directrices

Applicable aux turbines Francis, Kaplan et hélice à pales fixes

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Fissuration	<input type="checkbox"/> Vibration <input type="checkbox"/> Perte de résistance structurale causée par l'érosion par cavitation ou par abrasion <input type="checkbox"/> Défaut de conception, de fabrication ou de matériau <input type="checkbox"/> Surcharge accidentelle	<input type="checkbox"/> Investigation des réparations antérieures (nature, étendue et fréquence) <input type="checkbox"/> Inspection complète, visuelle et par essais non destructifs (NDT) <input type="checkbox"/> Analyse de contraintes et de matériau <input type="checkbox"/> Réparations par soudage <input type="checkbox"/> Ré-usinage <input type="checkbox"/> Remplacement
<input type="checkbox"/> Déformation	<input type="checkbox"/> Défaut de conception, de fabrication ou de matériau <input type="checkbox"/> Surcharge accidentelle causée par des débris <input type="checkbox"/> Mauvais fonctionnement des mécanismes de protection ou mécanismes inadéquats	<input type="checkbox"/> Inspection dimensionnelle complète <input type="checkbox"/> Remplacement <input type="checkbox"/> Vérification, ajustement ou remplacement des mécanismes de protection <input type="checkbox"/> Réparation ou remplacement des grilles à débris
<input type="checkbox"/> Érosion par cavitation	<input type="checkbox"/> Profil des directrices <input type="checkbox"/> Conditions d'exploitation anormales <input type="checkbox"/> Changement significatif dans les conditions hydrauliques du site ou dans le mode d'exploitation du groupe	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Investigation des réparations antérieures (nature, étendue et fréquence) <input type="checkbox"/> Analyse d'écoulement et de matériau <input type="checkbox"/> Analyse comparative avec des conceptions modernes <input type="checkbox"/> Rebâtissage des surfaces par soudage <input type="checkbox"/> Modification <input type="checkbox"/> Remplacement
<input type="checkbox"/> Corrosion	<input type="checkbox"/> Revêtement inapproprié <input type="checkbox"/> Eau agressive avec ou sans phénomène de corrosion galvanique due à la combinaison de matériaux dissemblables	<input type="checkbox"/> Sablage par projection d'abrasif ou polissage <input type="checkbox"/> Revêtement plus efficace <input type="checkbox"/> Remplacement avec un matériau plus approprié
<input type="checkbox"/> Érosion par abrasion	<input type="checkbox"/> Particules abrasives dans l'eau	<input type="checkbox"/> Rebâtissage de la surface par soudage <input type="checkbox"/> Pose d'un revêtement résistant à l'érosion (métallisation ou soudage) <input type="checkbox"/> Remplacement avec un matériau plus approprié
<input type="checkbox"/> Usure de contact (frottement, arrachement de matière sur les flasques inférieur ou supérieur)	<input type="checkbox"/> Mauvais alignement au montage <input type="checkbox"/> Mauvaise combinaison de matériaux <input type="checkbox"/> Jeux insuffisants <input type="checkbox"/> Intrusion de particules étrangères <input type="checkbox"/> Réaction alcalis-granulats dans le béton	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle et dimensionnelle des directrices et de l'ensemble du distributeur <input type="checkbox"/> Rebâtissage des surfaces par soudage <input type="checkbox"/> Utilisation de matériaux anti-arrachement <input type="checkbox"/> Démontage, ajustement et remontage du groupe <input type="checkbox"/> Investiguer et éliminer si possible la source de particules étrangères

Tableau 9 (suite)

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Performance hydraulique	<input type="checkbox"/> Profil hydraulique inefficace <input type="checkbox"/> Position angulaire non uniforme des directrices <input type="checkbox"/> Ouverture maximale des directrices inadéquate	<input type="checkbox"/> Analyse d'écoulement <input type="checkbox"/> Analyse comparative avec des conceptions modernes <input type="checkbox"/> Modification du profil <input type="checkbox"/> Remplacement <input type="checkbox"/> Vérification et ajustement du mécanisme de vannage
<input type="checkbox"/> Usure du tourillon	<input type="checkbox"/> Mauvais fonctionnement du système de graissage <input type="checkbox"/> Particules abrasives dans l'eau <input type="checkbox"/> Corrosion <input type="checkbox"/> Mauvaise combinaison de matériaux	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Nouveau chemisage en acier inoxydable sur les tourillons ou usinage des tourillons en acier inoxydable <input type="checkbox"/> Remplacement des directrices <input type="checkbox"/> Remplacement des coussinets de bronze lubrifiés à la graisse par des coussinets autolubrifiants <input type="checkbox"/> Réparation, remplacement ou reprogrammation du système de graissage
<input type="checkbox"/> Manque d'étanchéité dans les extrémités et sur les faces de contact	<input type="checkbox"/> Usure ou érosion des faces en contact <input type="checkbox"/> Jeu entre les directrices, sur la ligne de scellement (mauvais ajustement) <input type="checkbox"/> Érosion par particules ou « tréfilage » dans l'espace entre les directrices et les flasques inférieurs et supérieurs. Le tréfilage est causé par un jet d'eau propre passant à haute vitesse dans un petit jeu <input type="checkbox"/> Pression de contact insuffisante lorsque fermée <input type="checkbox"/> Mauvais choix de matériau	<input type="checkbox"/> Mesure des jeux <input type="checkbox"/> Réparation des faces de contact <input type="checkbox"/> Réparation des flasques supérieur et inférieur et du bout des directrices <input type="checkbox"/> Ajustement du mécanisme de vannage <input type="checkbox"/> Ajustement de la force de précontrainte des servomoteurs en position fermée <input type="checkbox"/> Remplacement des directrices et réparation éventuelle des flasques inférieur et supérieur
<input type="checkbox"/> Vibration	<input type="checkbox"/> Perte des tolérances d'assemblage <input type="checkbox"/> Profil hydraulique inadéquat	<input type="checkbox"/> Inspection dimensionnelle complète de l'état du mécanisme de vannage <input type="checkbox"/> Réparation ou modification du mécanisme de vannage <input type="checkbox"/> Analyse d'écoulement <input type="checkbox"/> Modification du profil hydraulique <input type="checkbox"/> Remplacement

**Tableau 10 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine –
Mécanisme de vannage**

Applicable aux turbines Francis, Kaplan et hélice à pales fixes

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Fissures et déformations	<input type="checkbox"/> Charge anormale causée par des débris ou un mauvais ajustement <input type="checkbox"/> Désalignement des pièces (servomoteur/cercle de vannage ou cercle de vannage/bielles de directrices) <input type="checkbox"/> Mauvais fonctionnement de quelques goupilles de cisaillement ou de tout autre mécanisme de limite de charge <input type="checkbox"/> Augmentation de la pression de fonctionnement des servomoteurs sans vérification des conséquences <input type="checkbox"/> Conception fautive ou mauvais matériau	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle et dimensionnelle complète <input type="checkbox"/> Inspection par essais non destructifs (NDT) <input type="checkbox"/> Essais de frottement du mécanisme de vannage <input type="checkbox"/> Analyse de contraintes <input type="checkbox"/> Remplacement des coussinets ou remplacement par des coussinets autolubrifiants <input type="checkbox"/> Vérification des ajustements et corrections <input type="checkbox"/> Ré usinage des composants <input type="checkbox"/> Application d'un enduit anti-adhérence
<input type="checkbox"/> Détérioration des surfaces	<input type="checkbox"/> Corrosion des leviers de directrices	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Sablage par projection d'abrasif et peinture
<input type="checkbox"/> Jeu excessif dans les pièces du système d'embellage	<input type="checkbox"/> Usure des coussinets	<input type="checkbox"/> Remplacement des coussinets ou changement pour des coussinets autolubrifiants
<input type="checkbox"/> Difficultés d'ajustement	<input type="checkbox"/> Usure du tourillon des directrices ou des coussinets <input type="checkbox"/> Mauvais mécanisme de barrure des axes excentriques du système d'embellage <input type="checkbox"/> Manque d'accès <input type="checkbox"/> Conception du mécanisme	<input type="checkbox"/> Évaluation complète du système de vannage <input type="checkbox"/> Modification au système de barrure de l'axe excentrique de fixation des bielles <input type="checkbox"/> Amélioration de l'accès et de l'outillage <input type="checkbox"/> Application d'un enduit anti-arrachement
<input type="checkbox"/> Rupture à répétition des goupilles de cisaillement	<input type="checkbox"/> Ajustement des directrices et des servomoteurs <input type="checkbox"/> Conception des goupilles de cisaillement <input type="checkbox"/> Conception du système de retenu des directrices lorsqu'il y a rupture de la goupille de cisaillement <input type="checkbox"/> Problèmes avec les coussinets des directrices <input type="checkbox"/> Contact entre les directrices et les flasques	<input type="checkbox"/> Investigation de la fréquence, de l'endroit et de la cause des bris <input type="checkbox"/> Analyse de contraintes <input type="checkbox"/> Modification du système de goupilles de cisaillement <input type="checkbox"/> Modification du système de retenu des directrices lorsqu'il y a rupture de la goupille de cisaillement <input type="checkbox"/> Ajustement des leviers des directrices, du cercle de vannage et des servomoteurs <input type="checkbox"/> Réfection des coussinets ou remplacement par des coussinets autolubrifiants

Tableau 10 (suite)

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Graissage incluant l'aspect environnemental	<input type="checkbox"/> Conduit de graissage brisé <input type="checkbox"/> Mauvais fonctionnement du système de distribution de la graisse <input type="checkbox"/> Usure des coussinets <input type="checkbox"/> Perte excessive de graisse dans l'environnement	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Nettoyage en profondeur des conduits et du bloc distributeur incluant les conduits dans le tourillon des directrices et les conduits à l'intérieur des directrices <input type="checkbox"/> Retrait du système de graissage existant et remplacement par des coussinets autolubrifiants <input type="checkbox"/> Modification, réparation ou reprogrammation du système de graissage
<input type="checkbox"/> Défaillance du système de détection de goupille cisailée	<input type="checkbox"/> Problème électrique <input type="checkbox"/> Système de détection trop vieux ou conception non appropriée pour un environnement humide	<input type="checkbox"/> Revue de la conception du système de détection <input type="checkbox"/> Modernisation ou remplacement du système de détection de goupille cisailée

Tableau 11 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine – Cercle de vannage

Applicable aux turbines Francis, Kaplan et hélice à pales fixes

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Fissures et déformation	<input type="checkbox"/> Chargement anormal causé par des débris dans les directrices <input type="checkbox"/> Désalignement des servomoteurs avec les leviers de directrices <input type="checkbox"/> Conception fautive ou mauvais matériau <input type="checkbox"/> Défaut de fabrication	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle et dimensionnelle complète <input type="checkbox"/> Inspection par méthode non destructrice (NDT) <input type="checkbox"/> Analyse de contraintes <input type="checkbox"/> Réalignement des servomoteurs <input type="checkbox"/> Remplacement des bandes d'usure supportant le cercle de vannage et réalignement du système de vannage
<input type="checkbox"/> Usure anormale	<input type="checkbox"/> Manque de graissage <input type="checkbox"/> Coussinets de leviers, ou bandes d'usure du cercle de vannage défectueux <input type="checkbox"/> Contamination des surfaces portantes des paliers par la saleté <input type="checkbox"/> Désalignement des servomoteurs avec les leviers de directrices	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Vérification du système de graissage <input type="checkbox"/> Remplacement des coussinets des leviers ou des bandes d'usure du cercle de vannage <input type="checkbox"/> Addition de joints de scellement contre la saleté <input type="checkbox"/> Réalignement des servomoteurs <input type="checkbox"/> Remplacement des bandes d'usure supportant le cercle de vannage et réalignement du mécanisme d'entraînement

Tableau 12 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine – Servomoteurs

Applicable aux turbines Francis, Kaplan et hélice à pales fixes

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Fuite d'huile	<input type="checkbox"/> Joints d'étanchéité usés ou brisés <input type="checkbox"/> Coussinets usés <input type="checkbox"/> Usure ou éraflure de la tige du piston due à une contamination de l'huile	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Essai d'étanchéité <input type="checkbox"/> Remplacement des joints d'étanchéité <input type="checkbox"/> Rebâtissage de la tige du piston <input type="checkbox"/> Re-plaquage au chrome de la tige <input type="checkbox"/> Remplacement de la tige <input type="checkbox"/> Remplacement du coussinet <input type="checkbox"/> Réfection ou remplacement du servomoteur
<input type="checkbox"/> Alignement	<input type="checkbox"/> Boulonnage et goupillage inadéquat des servomoteurs <input type="checkbox"/> Planéité ou alignement des plaques d'assise <input type="checkbox"/> Usure des bandes d'usure supportant le cercle de vannage <input type="checkbox"/> Mouvement du béton affectant l'alignement des servomoteurs et du cercle de vannage	<input type="checkbox"/> Vérification et alignement des servomoteurs <input type="checkbox"/> Réalignement des plaques d'assise et des servomoteurs <input type="checkbox"/> Remplacement des bandes d'usure supportant le cercle de vannage et ajustement de la position verticale
<input type="checkbox"/> Capacité insuffisante du mécanisme d'entraînement	<input type="checkbox"/> Problème de tuyauterie <input type="checkbox"/> Déficience du groupe de pompage hydraulique <input type="checkbox"/> Usure des segments de piston ou du cylindre (fuites excessives à travers le piston) <input type="checkbox"/> Grippage du servomoteur à cause d'une usure excessive du coussinet ou d'un désalignement	<input type="checkbox"/> Essai d'étanchéité des segments d'étanchéité du piston <input type="checkbox"/> Remplacement des segments d'étanchéité du piston <input type="checkbox"/> Rebâtissage du piston ou de la tige <input type="checkbox"/> Alésage et polissage du cylindre <input type="checkbox"/> Remplacement du coussinet <input type="checkbox"/> Réfection du groupe de pompage hydraulique <input type="checkbox"/> Réalignement du mécanisme d'entraînement
<input type="checkbox"/> Difficulté d'ajustement de la précontrainte des directrices (force de serrage en position fermée)	<input type="checkbox"/> Détérioration de la bande de scellement des directrices <input type="checkbox"/> Mauvais mécanisme de barrure des axes excentriques du système d'embiellage (fermeture non uniforme et non simultanées de toutes les directrices) <input type="checkbox"/> Indicateur de position du servomoteur mal ajusté ou inadéquat <input type="checkbox"/> Basse pression d'huile <input type="checkbox"/> Conception inadéquate du système d'ajustement de précontrainte et du limiteur de course	<input type="checkbox"/> Rebâtissage de la face de scellement des directrices <input type="checkbox"/> Modification du système d'ajustement de la précontrainte et du limiteur de course et modification de la procédure d'ajustement <input type="checkbox"/> Modification du mécanisme de barrure des axes excentriques du système d'embiellage <input type="checkbox"/> Réfection des servomoteurs <input type="checkbox"/> Remplacement des servomoteurs <input type="checkbox"/> Réhabilitation du groupe de pompage hydraulique du régulateur de vitesse
<input type="checkbox"/> Mauvais fonctionnement du système de barrure des servomoteurs et aspect sécurité	<input type="checkbox"/> Usure ou bris des composants du système <input type="checkbox"/> Conception inadéquate du système de barrure <input type="checkbox"/> Modification de l'angle d'ouverture maximal des directrices	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Réfection ou remplacement du système de barrure <input type="checkbox"/> Modification de la conception du système de barrure <input type="checkbox"/> Remplacement des servomoteurs incluant un nouveau système de barrure

Tableau 13 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine – Paliers guides

Applicable aux turbines Francis, Kaplan et hélice à pales fixes et Pelton

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Perte d'huile	<input type="checkbox"/> Détérioration des garnitures ou des joints toriques de la cuve du palier <input type="checkbox"/> Fuite d'huile par-dessus le couvercle de la cuve du palier (au niveau du palier d'arbre) causée par une ou plusieurs des raisons suivantes : <ul style="list-style-type: none"> • Trop plein d'huile dans la cuve • jeu variable entre le bord intérieur de la cuve et la jupe du palier d'arbre dû à un désalignement ou à une déformation de la paroi • brassage excessif de l'huile dans la cuve et circulation d'huile instable 	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Remplacement des garnitures ou des joints toriques <input type="checkbox"/> Ajustement du niveau d'huile <input type="checkbox"/> Inspection et correction de l'alignement des composants <input type="checkbox"/> Addition d'anneaux de retenue d'huile ou de joints d'étanchéité sur le bord intérieur de la cuve <input type="checkbox"/> Modification du palier guide afin de stabiliser la circulation de l'huile <input type="checkbox"/> Réparer ou remplacer le bord intérieur de la cuve afin de rétablir la circularité
<input type="checkbox"/> Présence d'eau ou de particules solides dans l'huile	<input type="checkbox"/> Fuite aux raccords des serpentins de refroidissement <input type="checkbox"/> Condensation <input type="checkbox"/> Huile contaminée <input type="checkbox"/> Huile mal filtrée ou pas assez souvent <input type="checkbox"/> Détérioration du revêtement intérieur (peinture) <input type="checkbox"/> Détérioration du régule	<input type="checkbox"/> Test d'un échantillon d'huile pour identifier la présence d'eau ou de particules <input type="checkbox"/> Réparation des raccords du système d'alimentation en eau <input type="checkbox"/> Remplacement des serpentins de refroidissement <input type="checkbox"/> Filtration de l'huile <input type="checkbox"/> Changement d'huile (toujours utiliser un filtre durant le remplissage) <input type="checkbox"/> Inspection du régule <input type="checkbox"/> Réfection du régule <input type="checkbox"/> Nettoyage des surfaces et pose d'une nouvelle couche de peinture
<input type="checkbox"/> Régule en mauvais état	<input type="checkbox"/> Usure excessive <input type="checkbox"/> Vibration anormale de l'arbre <input type="checkbox"/> Manque d'adhérence du régule <input type="checkbox"/> Qualité d'huile inadéquate ou huile contaminée	<input type="checkbox"/> Inspection complète pour qualifier l'état du régule, usure, points chauds, fissures manque d'adhérence etc. <input type="checkbox"/> Grattage ou usinage du régule. <input type="checkbox"/> Réfection du régule <input type="checkbox"/> Remplacement des patins de guidage ou du coussinet

Tableau 13 (suite)

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Haute température de l'huile ou du régule	<input type="checkbox"/> Mauvais fonctionnement du système d'alimentation en eau de refroidissement ou débit insuffisant <input type="checkbox"/> Jeux trop serrés entre le coussinet ou les patins et la portée d'arbre <input type="checkbox"/> Battement d'arbre excessif au niveau du palier guide (vibration de l'arbre) <input type="checkbox"/> Usure non uniforme de la portée d'arbre <input type="checkbox"/> Perte d'étalonnage du détecteur de température	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Vérification de la circularité et de la concentricité de la portée d'arbre <input type="checkbox"/> Correction du système d'alimentation d'eau <input type="checkbox"/> Nettoyage de la tuyauterie d'alimentation d'eau <input type="checkbox"/> Réajustement du jeu aux patins ou usinage du coussinet <input type="checkbox"/> Correction du problème de battement d'arbre excessif (équilibrage mécanique ou hydraulique) <input type="checkbox"/> Usinage de la portée d'arbre <input type="checkbox"/> Remplacement ou étalonnage des détecteurs de température
<input type="checkbox"/> Jeu excessif ou irrégulier entre le coussinet et la portée d'arbre	<input type="checkbox"/> Usure du régule <input type="checkbox"/> Usure non uniforme de la portée d'arbre du palier <input type="checkbox"/> Mauvais ajustement des patins (pour les paliers à patin) <input type="checkbox"/> Désalignement ou distorsion du coussinet (pour les paliers à coussinet)	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle et dimensionnelle complète des jeux au palier <input type="checkbox"/> Inspection en profondeur de l'état du régule <input type="checkbox"/> Grattage ou usinage du régule <input type="checkbox"/> Réfection du régule <input type="checkbox"/> Réajustement de la position radiale des patins <input type="checkbox"/> Réalignement du coussinet ou réparation en vue de rétablir la circularité <input type="checkbox"/> Remplacement des patins <input type="checkbox"/> Remplacement du coussinet
<input type="checkbox"/> Fissures dans les supports de palier	<input type="checkbox"/> Vibration excessive <input type="checkbox"/> Charges dynamiques (contraintes) élevées <input type="checkbox"/> Conditions d'exploitation anormales <input type="checkbox"/> Mauvaise conception ou matériaux défectueux <input type="checkbox"/> Boulons cassés ou manquants	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète et essais non destructifs (NDT) <input type="checkbox"/> Analyse du mode d'exploitation <input type="checkbox"/> Revue de la conception <input type="checkbox"/> Serrage ou remplacement des boulons <input type="checkbox"/> Réparations par soudage avec traitement de détente et usinage au besoin <input type="checkbox"/> Renforcement du support de palier <input type="checkbox"/> Remplacement du support de palier
<input type="checkbox"/> Mauvais fonctionnement de l'instrumentation entraînant une absence d'alarme sur une température ou un niveau d'huile anormal	<input type="checkbox"/> Instrumentation défectueuse ou non fiable <input type="checkbox"/> Perte d'ajustement ou d'étalonnage <input type="checkbox"/> Technologie désuète	<input type="checkbox"/> Modernisation de l'instrumentation en favorisant celle possédant une fonction d'auto diagnostique <input type="checkbox"/> Ajustement et étalonnage <input type="checkbox"/> Ajout de redondance dans l'instrumentation

**Tableau 14 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine –
Joint d'étanchéité de l'arbre turbine
(joint mécanique ou joint presse étoupe)**

Applicable aux turbines Francis, Kaplan et hélice à pales fixes

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Fuites d'eau excessives ou consommation anormale d'eau filtrée	<input type="checkbox"/> Usure des éléments d'étanchéité (Usure des segments ou détérioration des garnitures) <input type="checkbox"/> Dommages par corrosion des composants du joint <input type="checkbox"/> Usure du manchon de l'arbre <input type="checkbox"/> Interruption ou insuffisance d'alimentation en eau filtrée	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Remplacement de l'anneau d'étanchéité (pièces d'étanchéité) <input type="checkbox"/> Remplacement du manchon d'arbre <input type="checkbox"/> Usinage ou polissage du manchon d'arbre <input type="checkbox"/> Remplacement des garnitures d'étanchéité et du presse joint
<input type="checkbox"/> Taux d'usure anormal des éléments d'étanchéité	<input type="checkbox"/> Usure du manchon d'arbre <input type="checkbox"/> Corrosion	<input type="checkbox"/> Usinage ou polissage du manchon d'arbre <input type="checkbox"/> Remplacement du manchon d'arbre

**Tableau 15 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine –
Support de pivoterie**

Applicable aux turbines Francis, Kaplan et hélice à pales fixes
(croisillon inférieur ou support reposant sur flasque supérieur)

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Fissures	<input type="checkbox"/> Conception fautive ou mauvais matériau <input type="checkbox"/> Contraintes mécaniques élevées <input type="checkbox"/> Augmentation de la poussée hydraulique <input type="checkbox"/> Groupe non équilibré <input type="checkbox"/> Sollicitations dynamiques anormales (résonance mécanique ou hydraulique)	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète et essais non destructifs (NDT) <input type="checkbox"/> Investigation des réparations antérieures (nature, étendue et fréquence) <input type="checkbox"/> Mesure sur place des charges, des contraintes et des fréquences <input type="checkbox"/> Analyse des sollicitations et des contraintes <input type="checkbox"/> Réparations par soudage <input type="checkbox"/> Renforcement du support de la pivoterie <input type="checkbox"/> Identification et élimination des causes de sollicitations anormales (statiques ou dynamiques) <input type="checkbox"/> Vérification et correction des fuites au labyrinthe supérieur de la roue (drainage vers l'aspirateur) <input type="checkbox"/> Alignement et équilibrage du groupe
<input type="checkbox"/> Horizontalité (ou perpendicularité avec l'axe de rotation)	<input type="checkbox"/> Défaut d'assemblage <input type="checkbox"/> Stabilité dimensionnelle de l'infrastructure de la centrale	<input type="checkbox"/> Inspection dimensionnelle complète de l'assise du support de pivoterie <input type="checkbox"/> Usinage ou ajustement de l'assise du support de pivoterie
<input type="checkbox"/> Problème d'accès	<input type="checkbox"/> Conception déficiente <input type="checkbox"/> Nouvelles exigences concernant l'entretien et la sécurité	<input type="checkbox"/> Comparaison avec des conceptions modernes <input type="checkbox"/> Modification à la conception du support de pivoterie

Tableau 16 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine – Injecteurs

Applicable aux turbines Pelton

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Fuites et formation d'un jet médiocre (la formation d'un jet médiocre peut conduire à de l'érosion par cavitation sur les échancrures et l'arrête médiane des augets de la roue)	<input type="checkbox"/> Usure des becs de buses et des têtes de pointeau <input type="checkbox"/> Corps étrangers logés entre le pointeau et le bec de buse, endommageant l'arrête d'étanchéité	<input type="checkbox"/> Conception avec becs de buses remplaçables <input type="checkbox"/> Réfection des becs de buses <input type="checkbox"/> Remplacement des têtes de pointeau et des becs de buses
<input type="checkbox"/> Érosion des becs de buses et des pointeaux	<input type="checkbox"/> Particules abrasives dans l'eau	<input type="checkbox"/> Rebâtir les têtes de pointeau et les becs de buses <input type="checkbox"/> Remplacer les têtes de pointeau et les becs de buses <input type="checkbox"/> Surfaçage avec des matériaux durs des têtes de pointeau et des becs de buse
<input type="checkbox"/> Erosion sur les corps d'injecteur (Buses)	<input type="checkbox"/> Particules abrasives dans l'eau	<input type="checkbox"/> Réfection des buses d'injecteur <input type="checkbox"/> Remplacement des buses d'injecteur avec ou sans changement de matériau
<input type="checkbox"/> Mauvais fonctionnement des pointeaux	<input type="checkbox"/> Sédiments dans les bagues de guidage augmentant le coefficient de friction <input type="checkbox"/> Mauvais fonctionnement du système de lubrification <input type="checkbox"/> Servomoteurs usés <input type="checkbox"/> Efforts de manœuvre inadaptés (pression d'huile déficiente ou mauvais fonctionnement du mécanisme de compensation)	<input type="checkbox"/> Remplacement des bagues de guidage (conception avec bagues auto-lubrifiées ou cela est possible) <input type="checkbox"/> Révision du système de lubrification <input type="checkbox"/> Réhabilitation des servomoteurs avec remplacement des segments de piston <input type="checkbox"/> Révision du régulateur et du système hydraulique <input type="checkbox"/> Révision du mécanisme de compensation

Tableau 17 – Évaluation des pièces fixes non encastrées de la turbine – Déflecteurs et dissipateurs d'énergie

Applicable aux turbines Pelton

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Fonctionnement inadéquat	<input type="checkbox"/> Paliers, coussinets ou mécanisme d'entraînement endommagés <input type="checkbox"/> Servomoteur usé <input type="checkbox"/> Déflecteurs érodés	<input type="checkbox"/> Révision du régulateur et du système hydraulique <input type="checkbox"/> Réhabilitation du servomoteur <input type="checkbox"/> Révision du mécanisme d'entraînement <input type="checkbox"/> Réfection ou remplacement des déflecteurs
<input type="checkbox"/> Endommagement du blindage du bâti	<input type="checkbox"/> Fonctionnement fréquent avec jets défectés <input type="checkbox"/> Renforcement inadéquat du blindage du bâti dans les zones d'impact du jet <input type="checkbox"/> Rupture d'ancrages bétonnés	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle et essais non destructifs appropriés <input type="checkbox"/> Réparations par soudage <input type="checkbox"/> Ajout d'ancrages dans les zones affectées <input type="checkbox"/> Consolidation du blindage du bâti dans les zones affectées

Tableau 18a – Évaluation des pièces tournantes de la turbine – Roue

Applicable aux turbines Francis, Kaplan et hélice à pales fixes

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Fissures	<input type="checkbox"/> Conditions d'exploitation anormales <input type="checkbox"/> Modification dans le patron d'exploitation de la centrale <input type="checkbox"/> Contraintes résiduelles dues au soudage <input type="checkbox"/> Contraintes dues aux surcharges <input type="checkbox"/> Perte de matière causée par la cavitation <input type="checkbox"/> Contrainte cyclique causée par un contact dans les labyrinthes <input type="checkbox"/> Perte d'épaisseur causée par l'érosion <input type="checkbox"/> Résonance avec une source d'excitation externe	<input type="checkbox"/> Investigation des réparations antérieures (nature, étendue et fréquence) <input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète et inspection par essais non destructifs <input type="checkbox"/> Mesure des sollicitations sur modèle et/ou sur prototype <input type="checkbox"/> Analyse du matériau, de l'écoulement et des contraintes <input type="checkbox"/> Analyse du comportement dynamique de la roue et essais <input type="checkbox"/> Analyse de fatigue <input type="checkbox"/> Analyse comparative avec des conceptions modernes <input type="checkbox"/> Réparations par soudage <input type="checkbox"/> Évaluer l'efficacité du traitement de relaxation des contraintes dans les soudures <input type="checkbox"/> Évaluer l'impact des réparations par soudage s'il n'y a pas de traitement de détente <input type="checkbox"/> Modification du profil de sortie des aubes (modifie la fréquence et l'intensité de vortex de Von Karman) <input type="checkbox"/> Rétablissement des jeux requis aux labyrinthes ou en bout de pales <input type="checkbox"/> Modification de la roue <input type="checkbox"/> Remplacement de la roue
<input type="checkbox"/> Détérioration des surfaces des passages hydrauliques	<input type="checkbox"/> Mauvais choix de matériaux <input type="checkbox"/> Érosion par abrasion ou par cavitation <input type="checkbox"/> Érosion des produits de corrosion <input type="checkbox"/> Accumulation de produits de corrosion style bernacles dans les roues à basse vitesse d'écoulement	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle et NDT complète <input type="checkbox"/> Investigation des réparations antérieures (nature, étendue et fréquence) <input type="checkbox"/> Analyse de l'écoulement et des matériaux <input type="checkbox"/> Essai sur modèle ou sur prototype <input type="checkbox"/> Réparation par soudage avec un matériau résistant à l'érosion par abrasion ou par cavitation <input type="checkbox"/> Resurfaçage dur des zones sujettes à l'érosion par les particules <input type="checkbox"/> Sablage par projection d'abrasif et peinture <input type="checkbox"/> Modification de la roue <input type="checkbox"/> Remplacement de la roue avec si possible un matériau différent

Tableau 18a (suite)

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Vibration	<input type="checkbox"/> Fluctuations de pression <input type="checkbox"/> Résonance <input type="checkbox"/> Balourd mécanique <input type="checkbox"/> Déséquilibre hydraulique <input type="checkbox"/> Jeux excessifs ou inégaux aux paliers <input type="checkbox"/> Changement dans le patron d'exploitation de la centrale	<input type="checkbox"/> Inspection complète, visuelle et par méthode non destructrice (NDT) <input type="checkbox"/> Investigation des cas précédents (les causes, les tendances, les changements physiques ou changements dans le mode d'exploitation) <input type="checkbox"/> Essai sur le prototype pour analyse des vibrations <input type="checkbox"/> Vérification de l'alignement du groupe <input type="checkbox"/> Analyse d'écoulement <input type="checkbox"/> Analyse du profil des directrices <input type="checkbox"/> Analyse de l'aspirateur <input type="checkbox"/> Inspection et réparation des paliers (avec ou sans modification) <input type="checkbox"/> Inspection et réparation des portées d'arbre <input type="checkbox"/> Équilibrage des parties tournantes <input type="checkbox"/> Modification de la roue pour améliorer l'équilibrage hydraulique de la roue <input type="checkbox"/> Remplacement de la roue
<input type="checkbox"/> Érosion par cavitation	<input type="checkbox"/> Mauvaise exploitation <input type="checkbox"/> Profil d'aube déficient <input type="checkbox"/> Modification de profil causé par des réparations de soudure mal contrôlées <input type="checkbox"/> Changement dans le patron d'exploitation du site amenant un non-respect des limites de puissance pour un fonctionnement hors des zones de cavitation <input type="checkbox"/> Mauvais choix de matériau	<input type="checkbox"/> Inspection dimensionnelle complète <input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète et inspection par essais non destructifs <input type="checkbox"/> Essais sur modèle ou sur prototype <input type="checkbox"/> Investigation des réparations antérieures (étendue et fréquence) <input type="checkbox"/> Analyse du matériau et de l'écoulement <input type="checkbox"/> Analyse comparative avec une conception de roue moderne <input type="checkbox"/> Modification du profil des aubes <input type="checkbox"/> Remplacement de la roue <input type="checkbox"/> Dépôt par soudure d'un matériau résistant à la cavitation et rétablissement ou correction du profil original
<input type="checkbox"/> Interférence avec le flasque supérieur ou le flasque inférieur	<input type="checkbox"/> Désalignement de l'assemblage <input type="checkbox"/> Jeux théoriques au labyrinthe de roue insuffisants <input type="checkbox"/> Déformation du flasque supérieur ou du flasque inférieur en charge <input type="checkbox"/> Déformation du flasque supérieur ou du flasque inférieur due à une instabilité des fondations	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle et dimensionnelle complètes, et vérification de l'alignement <input type="checkbox"/> Investigation des cas précédents (nature, fréquence et actions correctives) <input type="checkbox"/> Réalignement du groupe <input type="checkbox"/> Usinage ou remplacement des labyrinthes de roue <input type="checkbox"/> Modification des flasques supérieur ou inférieur <input type="checkbox"/> Usinage des assises des flasques inférieurs et supérieurs

Tableau 18a (suite)

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Plage de fonctionnement stable anormalement étroite	<input type="checkbox"/> Fluctuations de pression dans l'aspirateur <input type="checkbox"/> Résonance hydraulique avec la conduite d'amenée et de sortie <input type="checkbox"/> Conception hydraulique de la roue et de l'aspirateur <input type="checkbox"/> Déséquilibre hydraulique (ouvertures de sortie des aubes inégales) <input type="checkbox"/> Mode d'exploitation inadéquat (par exemple : exploitation prolongée à très basse charge) <input type="checkbox"/> Modification dans le patron d'exploitation de la centrale <input type="checkbox"/> Problème d'aération de l'aspirateur	<input type="checkbox"/> Inspection dimensionnelle complète <input type="checkbox"/> Recherche de changements dans les conditions hydrauliques <input type="checkbox"/> Essais sur modèle ou sur prototype <input type="checkbox"/> Analyse d'écoulement <input type="checkbox"/> Comparaison avec des roues de conception moderne <input type="checkbox"/> Évaluation et modification si requis du système d'aération de l'aspirateur <input type="checkbox"/> Modification de la roue <input type="checkbox"/> Remplacement de la roue
<input type="checkbox"/> Manque de rendement ou de puissance par rapport aux valeurs nominales	<input type="checkbox"/> Nouveau patron d'exploitation <input type="checkbox"/> Érosion par cavitation ou par particules ou toute autre détérioration du fini de surface <input type="checkbox"/> Fluctuations de pression qui limitent la plage d'exploitation <input type="checkbox"/> Jeux excessifs aux labyrinthes ou en bout de pales <input type="checkbox"/> Trop grande admission d'air <input type="checkbox"/> Mauvaise conception hydraulique	<input type="checkbox"/> Inspection dimensionnelle complète <input type="checkbox"/> Investigation des changements possibles dans les habitudes d'exploitation et les pratiques <input type="checkbox"/> Essais sur modèle ou sur prototype <input type="checkbox"/> Analyse de l'écoulement et des performances <input type="checkbox"/> Comparaison avec des roues de conception moderne <input type="checkbox"/> Modification de la roue <input type="checkbox"/> Remplacement de la roue <input type="checkbox"/> Évaluation des directrices et de l'aspirateur

Tableau 18b – Évaluation des pièces tournantes de la turbine – Roue

Supplément pour turbines Kaplan et hélice à pales fixes

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Fissures dans les pales	<input type="checkbox"/> Conception déficiente ou matériau trop faible <input type="checkbox"/> Fluctuations de pression et résonance <input type="checkbox"/> Réparation de cavitation inadéquate <input type="checkbox"/> Intrusion de corps étrangers importants dans les passages hydrauliques <input type="checkbox"/> Réparations par soudage sans détente des contraintes <input type="checkbox"/> Bris de la colonne d'eau durant les transitoires <input type="checkbox"/> Contact répété entre les bouts de pales et la ceinture de sortie	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète et essais non destructifs (roue et ceinture de sortie) <input type="checkbox"/> Investigation des réparations antérieures (étendue et fréquence) <input type="checkbox"/> Analyse des sollicitations et des contraintes <input type="checkbox"/> Réparation par soudage avec traitement de détente des contraintes si requis <input type="checkbox"/> Remplacement des pales <input type="checkbox"/> Ajustement du système d'aération de l'aspirateur (vannes brise vide pour les transitoires) <input type="checkbox"/> Ajustement du temps de fermeture des directrices <input type="checkbox"/> Rétablissement des jeux en bout de pales
<input type="checkbox"/> Érosion par cavitation (aubes et moyeu)	<input type="checkbox"/> Mode d'exploitation inapproprié <input type="checkbox"/> Profil de pale déficient (à la conception ou suite à des réparations) <input type="checkbox"/> Mauvais choix de matériau <input type="checkbox"/> Jeu inadéquat entre le moyeu et les pales ou le manteau de roue et les pales	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle et cartographie des défauts <input type="checkbox"/> Investigation du mode d'exploitation et des réparations antérieures (étendue et fréquence) <input type="checkbox"/> Réparation par soudage avec un matériau résistant à la cavitation <input type="checkbox"/> Remplacement des pales, avec peut-être un matériau différent
<input type="checkbox"/> Intrusion d'eau dans le moyeu (Kaplan seulement)	<input type="checkbox"/> Joints de pales inefficaces (conception fautive ou usure) <input type="checkbox"/> Coussinets des pales usés ou brisés <input type="checkbox"/> Défaut dans l'accouplement d'arbre ou dans les joints d'étanchéité entre l'ogive et le moyeu <input type="checkbox"/> Fissures dans le moyeu de roue ou dans l'ogive	<input type="checkbox"/> Surveillance des infiltrations d'eau <input type="checkbox"/> Inspection et essais pour détecter la source des fuites <input type="checkbox"/> Remplacement des joints d'étanchéité des pales <input type="checkbox"/> Réfection de la roue (remplacement des joints et des coussinets) <input type="checkbox"/> Réparation par soudage de l'ogive de roue
<input type="checkbox"/> Endommagement des bouts de pales	<input type="checkbox"/> Jeux en bout de pale insuffisants <input type="checkbox"/> Déformation du manteau de roue <input type="checkbox"/> Roue non équilibrée <input type="checkbox"/> Désalignement du groupe	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle et cartographie des défauts <input type="checkbox"/> Réparation par soudage <input type="checkbox"/> Rétablissement des jeux en bout de pales <input type="checkbox"/> Équilibrage du groupe <input type="checkbox"/> Réalignement du groupe

Tableau 18b (suite)

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Pales bloquées (Kaplan seulement)	<input type="checkbox"/> Pression d'huile insuffisante <input type="checkbox"/> Fuites d'huile dans la tuyauterie d'alimentation <input type="checkbox"/> Mauvais fonctionnement du régulateur de vitesse <input type="checkbox"/> Défectuosité du mécanisme d'entraînement des pales <input type="checkbox"/> Usure des coussinets et des portées d'arbre <input type="checkbox"/> Contamination de l'huile	<input type="checkbox"/> Mesure de la pression d'huile requise pour ouvrir et fermer les pales <input type="checkbox"/> Évaluation du mécanisme d'entraînement des pales <input type="checkbox"/> Évaluation de l'usure des coussinets et des portées <input type="checkbox"/> Filtration ou remplacement de l'huile <input type="checkbox"/> Réfection complète du mécanisme d'entraînement des pales et des coussinets <input type="checkbox"/> Réhabilitation du régulateur de vitesse

Tableau 18c – Évaluation des pièces tournantes de la turbine – Roue

Applicable aux turbines Pelton

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Fissures	<input type="checkbox"/> Usure par abrasion <input type="checkbox"/> Nombre de cycles élevé <input type="checkbox"/> Défaut de matériau non décelé <input type="checkbox"/> Soudage et traitement thermique déficient	<input type="checkbox"/> Investigation des réparations antérieures (endroit, étendue, fréquence et méthodes) <input type="checkbox"/> Investigation de l'historique d'exploitation <input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Essais non destructifs <input type="checkbox"/> Analyse du matériau <input type="checkbox"/> Analyse de l'écoulement <input type="checkbox"/> Analyse des contraintes <input type="checkbox"/> Réparation par soudage et meulage (traitement thermique essentiel dans les zones critiques)
<input type="checkbox"/> Érosion	<input type="checkbox"/> Particules abrasives dans l'eau <input type="checkbox"/> Nombre d'heures de fonctionnement élevé à pleine charge	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Analyse comparative avec des conceptions modernes <input type="checkbox"/> Réfection des surfaces par soudage <input type="checkbox"/> Modification du profil hydraulique <input type="checkbox"/> Surfaçage par des matériaux durs
<input type="checkbox"/> Performance hydraulique insuffisante	<input type="checkbox"/> Arêtes d'entrée émoussées <input type="checkbox"/> Surfaces d'écoulement rugueuses ou ondulées <input type="checkbox"/> Angle de sortie diminué par l'érosion et générant du talonnage sur les augets précédents	<input type="checkbox"/> Meulage des arêtes <input type="checkbox"/> Rétablissement du contour intérieur des augets <input type="checkbox"/> Élimination des ondulations <input type="checkbox"/> Analyse comparative avec des conceptions modernes <input type="checkbox"/> Modification du profil hydraulique <input type="checkbox"/> Remplacement de la roue
<input type="checkbox"/> Épaisseur des augets trop faible	<input type="checkbox"/> Usure par abrasion	<input type="checkbox"/> Réparations par soudage <input type="checkbox"/> Restauration du profil intérieur des augets <input type="checkbox"/> Remplacement de la roue

**Tableau 19 – Évaluation des pièces tournantes de la turbine –
Arbre turbine**

Applicable aux turbines Pelton, Francis, Kaplan et hélice à pales fixes

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Fissures	<input type="checkbox"/> Vibration <input type="checkbox"/> Contraintes de conception élevées <input type="checkbox"/> Contraintes dynamiques (fatigue) <input type="checkbox"/> Mode de fonctionnement inadéquat <input type="checkbox"/> Événement exceptionnel ou conditions d'exploitation anormales	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète et essais non destructifs <input type="checkbox"/> Revue de la conception <input type="checkbox"/> Réparation par soudage, traitement thermique et usinage <input type="checkbox"/> Meulage des fissures et reprofilage sans soudage <input type="checkbox"/> Remplacement de l'arbre <input type="checkbox"/> Équilibrage de la roue ou de l'alternateur <input type="checkbox"/> Réparation ou modification du palier guide ou de la pivoterie
<input type="checkbox"/> Détérioration de la portée d'arbre au palier guide	<input type="checkbox"/> Éraflures dues à un coussinet endommagé <input type="checkbox"/> Corrosion <input type="checkbox"/> Lubrification déficiente <input type="checkbox"/> Contamination de l'huile	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète et essais non destructifs <input type="checkbox"/> Restauration du fini de surface par usinage ou par un polissage à la pierre <input type="checkbox"/> Rétablissement de la concentricité et de la circularité <input type="checkbox"/> Réalignement de l'arbre turbine
<input type="checkbox"/> Détérioration des faces d'accouplement	<input type="checkbox"/> Corrosion ou corrosion par frettage <input type="checkbox"/> Déformation <input type="checkbox"/> Boulons d'accouplement mal serrés	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle et dimensionnelle complète et essais non destructifs <input type="checkbox"/> Usinage des faces d'accouplement <input type="checkbox"/> Remplacement des boulons d'accouplement, avec ou sans modification de la conception <input type="checkbox"/> Remplacement de l'arbre turbine
<input type="checkbox"/> Détérioration de la chemise du joint d'étanchéité sur l'arbre	<input type="checkbox"/> Corrosion <input type="checkbox"/> Éraflures <input type="checkbox"/> Lubrification et refroidissement inadéquats	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète et essais non destructifs <input type="checkbox"/> Restauration des finis de surface par usinage ou polissage à la pierre <input type="checkbox"/> Rétablissement de la concentricité et de la circularité <input type="checkbox"/> Remplacement de la chemise d'étanchéité sur l'arbre
<input type="checkbox"/> Frottement sur les pièces fixes adjacentes (logement du joint d'étanchéité, palier, couvercles du palier)	<input type="checkbox"/> Désalignement de l'arbre <input type="checkbox"/> Ajustement des couvercles du palier ou du joint d'étanchéité	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète à la recherche de marques de frottement <input type="checkbox"/> Vérification et correction de l'alignement du groupe <input type="checkbox"/> Réparation ou remplacement de la chemise d'arbre <input type="checkbox"/> Réparation de la portée d'arbre et du coussinet
<input type="checkbox"/> Vibrations excessives	<input type="checkbox"/> Déformation de l'arbre <input type="checkbox"/> Désalignement de l'arbre <input type="checkbox"/> Déséquilibre de la roue ou de l'alternateur <input type="checkbox"/> Problème d'assemblage du groupe	<input type="checkbox"/> Analyse complète du problème de vibration <input type="checkbox"/> Vérification de l'alignement <input type="checkbox"/> Usinage de l'arbre <input type="checkbox"/> Réalignement de l'arbre <input type="checkbox"/> Équilibrage de la roue ou de l'alternateur <input type="checkbox"/> Remplacement de l'arbre turbine

**Tableau 20 – Évaluation des pièces tournantes de la turbine –
Chapeau de distribution et conduits de distribution d'huile**

Applicable aux turbines Kaplan

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Fuites d'huile	<input type="checkbox"/> Desserrage des tuyaux <input type="checkbox"/> Joints usés ou desserrés <input type="checkbox"/> Fissure dans les conduits <input type="checkbox"/> Pièces du chapeau de distribution usées ou desserrées	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle et identification de la source de la fuite <input type="checkbox"/> Démontage et inspection du chapeau de distribution <input type="checkbox"/> Démontage et inspection des conduits <input type="checkbox"/> Remplacement des garnitures et des joints défectueux <input type="checkbox"/> Réparation des fissures <input type="checkbox"/> Remplacement du chapeau de distribution <input type="checkbox"/> Remplacement des conduits de distribution d'huile
<input type="checkbox"/> Vibrations/bruit	<input type="checkbox"/> Conduits mal ancrés <input type="checkbox"/> Coussinets du chapeau de distribution usés ou mal assujettis <input type="checkbox"/> Brides ou boulons d'accouplement brisés	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle <input type="checkbox"/> Démontage et inspection du chapeau de distribution <input type="checkbox"/> Démontage et inspection des conduits <input type="checkbox"/> Remplacement des coussinets et des joints <input type="checkbox"/> Réparation ou renforcement des brides et des boulons d'accouplement

**Tableau 21 – Évaluation des auxiliaires de la turbine –
Régulateur de vitesse et de charge**

Applicable à tous les types de turbines et aux turbines pompes

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Réponse inadéquate aux commandes le l'exploitant ou aux variations de fréquence du système	<input type="checkbox"/> Valves ou tringlerie usés <input type="checkbox"/> Câbles étirés ou usés dans le système d'asservissement de la position des directrices <input type="checkbox"/> Détecteur de vitesse défectueux <input type="checkbox"/> Technologie dépassée pour les besoins actuels de commande	<input type="checkbox"/> Inspection complète et remise en état du régulateur incluant les détecteurs de vitesse et de charge et le système d'asservissement de la position des directrices <input type="checkbox"/> Réfection et mise à niveau du régulateur afin de permettre l'intégration de ses fonctions dans un système informatisé de conduite local ou à distance
<input type="checkbox"/> Fuites d'huile	<input type="checkbox"/> Usure des joints d'étanchéité ou des valves <input type="checkbox"/> Détérioration des raccords	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Remplacement des valves et des joints d'étanchéité <input type="checkbox"/> Réfection ou remplacement de la tuyauterie

Tableau 21 (suite)

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Problèmes de fonctionnement du groupe de pompage hydraulique	<input type="checkbox"/> Mauvais rapport air/huile dans l'accumulateur hydraulique (réservoir oléopneumatique) <input type="checkbox"/> Volume de l'accumulateur hydraulique inadéquat (insuffisant) <input type="checkbox"/> Capacité insuffisante des pompes <input type="checkbox"/> Capacité insuffisante du compresseur d'alimentation en air <input type="checkbox"/> Détecteurs de pression et de niveau non fiables	<input type="checkbox"/> Addition d'un accumulateur hydraulique auxiliaire <input type="checkbox"/> Remplacement de l'accumulateur hydraulique <input type="checkbox"/> Réfection ou remplacement des pompes <input type="checkbox"/> Réfection ou remplacement du compresseur d'alimentation en air <input type="checkbox"/> Modernisation de l'instrumentation et de la commande

Tableau 22 – Évaluation des auxiliaires de la turbine – Système d'aération de la turbine

Applicable aux turbines Pelton, Francis, Kaplan et hélice à pales fixes

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Manque de puissance ou de rendement	<input type="checkbox"/> Débit d'air excessif <input type="checkbox"/> Aération de la turbine lorsque non nécessaire <input type="checkbox"/> Endroit mal choisi pour l'injection d'air <input type="checkbox"/> Contrôle faible ou nul sur la zone d'exploitation requérant l'admission ou l'injection d'air	<input type="checkbox"/> Essais d'admission d'air sur le prototype (débit d'air vs rendement) <input type="checkbox"/> Analyse comparative avec des conceptions modernes <input type="checkbox"/> Modification du système existant ou installation d'un système d'aération axiale
<input type="checkbox"/> Fluctuations de pression inacceptables	<input type="checkbox"/> Débit d'air inadéquat (la contre pression peut être trop grande de par la conception du système) <input type="checkbox"/> Admission d'air dans une zone d'exploitation où cela n'est pas requis (peut causer un phénomène de résonance) <input type="checkbox"/> Endroit mal choisi pour l'injection d'air <input type="checkbox"/> Changement dans le schéma d'exploitation des groupes ou de la centrale <input type="checkbox"/> Changements dans les conditions hydrauliques	<input type="checkbox"/> Investigation de l'historique d'exploitation (conditions hydrauliques, exploitation du groupe, modifications du système) <input type="checkbox"/> Analyse d'écoulement pour les conditions présentes et futures <input type="checkbox"/> Essais sur modèle ou sur prototype <input type="checkbox"/> Modification du système existant ou installation d'un système d'aération axiale <input type="checkbox"/> Utilisation de compresseurs
<input type="checkbox"/> Niveau de bruit	<input type="checkbox"/> Conception du système aération <input type="checkbox"/> Trop grande quantité d'air admis ou injecté	<input type="checkbox"/> Modification ou installation de silencieux <input type="checkbox"/> Modification ou installation d'un système de régulation du débit d'air
<input type="checkbox"/> Perte d'huile au palier guide turbine (turbine Pelton seulement)	<input type="checkbox"/> Localisation ou capacité inadéquate du système d'aération du puits de la roue <input type="checkbox"/> Carter d'arbre, puits de roue ou isolation des paliers inadéquats pour le fonctionnement en régime stable ou en régime transitoire	<input type="checkbox"/> Améliorer l'isolation des cuves de palier par rapport au puits de la roue <input type="checkbox"/> Améliorer la capacité et la localisation du système d'aération <input type="checkbox"/> Installer un carter d'arbre amélioré dans le puits de la roue

**Tableau 23 – Évaluation des auxiliaires de la turbine –
Système de graissage (mécanisme de vannage)**

Applicable aux turbines Francis, Kaplan et hélice à pales fixes

Points à regarder	Causes ou raisons potentielles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Fuites de graisse (perte dans l'environnement)	<input type="checkbox"/> Usure des conduits et des raccords <input type="checkbox"/> Assemblage problématique	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Remplacement des conduits et des raccords <input type="checkbox"/> Enlèvement du système de graissage et remplacement par des coussinets autolubrifiants
<input type="checkbox"/> Colmatage des conduits par la graisse	<input type="checkbox"/> Mauvais fonctionnement du système de graissage <input type="checkbox"/> Mauvais choix de graisse <input type="checkbox"/> Entretien déficient	<input type="checkbox"/> Inspection visuelle complète <input type="checkbox"/> Revue du programme d'entretien et comparaison avec les méthodes récentes <input type="checkbox"/> Revoir le choix de graisse et la fréquence de graissage <input type="checkbox"/> Modification ou reprogrammation du système de graissage <input type="checkbox"/> Remplacement de la tuyauterie ou des raccords <input type="checkbox"/> Enlèvement du système de graissage et utilisation de matériaux autolubrifiants
<input type="checkbox"/> Raccords de graissage inaccessibles	<input type="checkbox"/> Problème de conception <input type="checkbox"/> Installation incorrecte	<input type="checkbox"/> Revue de la conception et modification <input type="checkbox"/> Installation d'un système automatique de graissage
<input type="checkbox"/> Quantité de graisse inadéquate ou surconsommation (perte dans l'environnement)	<input type="checkbox"/> Cycles de graissage mal programmés <input type="checkbox"/> Mauvaise conception du système	<input type="checkbox"/> Modification ou reprogrammation du système de graissage

6.3.2 Évaluation de l'intégrité de la turbine

6.3.2.1 Généralités

L'évaluation de l'intégrité mécanique de la turbine se fait obligatoirement par des inspections détaillées incluant autant que possible celles faites à différentes périodes dans la vie de la machine. Des inspections détaillées de cette nature ne peuvent se faire que lorsque le groupe est dénoyé et isolé de façon sécuritaire. Il faut absolument que l'inspection des composants de la turbine soit effectuée par un ingénieur qualifié et expérimenté qui connaît déjà les endroits soumis à des contraintes élevées et susceptibles de fissurer, puisque que la turbine n'est pas encore démontée et que les composants ne sont pas complètement accessibles. Même avec l'assistance d'un "Expert", il est essentiel de procéder à l'aide d'une liste de vérification comme celle présentée précédemment.

L'incertitude sur l'intégrité des composants de la turbine, tant que cette dernière n'est pas démontée, présente un problème de taille pour établir la nécessité d'une réhabilitation et définir le contenu du projet. Il en résulte que le coût de la réhabilitation, la durée exacte de la période de mise hors service et la perte de revenus potentiels sont difficiles à calculer avec précision au moment de définir l'envergure des travaux.

Il faut toujours faire des analyses de sensibilité pour évaluer l'impact des nombreux inconnus afin de parer à toutes les éventualités.

6.3.2.2 Questions de matériaux et de conception

6.3.2.2.1 Généralités

L'intégrité mécanique ou physique de la turbine est intimement liée à la conception et aux matériaux d'origine. Ils affectent la durabilité et les possibilités de réparation des composants de la turbine et peuvent limiter leur capacité de supporter de nouvelles charges ou des surcharges même temporaires.

L'évaluation de l'intégrité doit se faire en portant une attention particulière à la conception originale, aux dessins, aux modifications, aux listes de matériaux ainsi qu'à toute autre information disponible sur la conception de la machine et sur ses limites d'exploitation. S'il n'est pas possible de trouver la documentation et l'information techniques appropriées, il sera nécessaire de faire une analyse plus approfondie de la machine existante et de ses composants. Si le matériau d'un composant est inconnu et qu'une réparation ou une modification est envisagée, des prises d'échantillons et des analyses physiques peuvent s'avérer nécessaires pour confirmer les possibilités de réparation.

Il faut être prudent en évaluant l'état d'un composant existant. Par exemple, dans le cas d'une turbine Kaplan ou d'une turbine hélice à pales fixes avec un manteau de roue revêtu ou plaqué d'acier inoxydable, la présence de traces de corrosion ne signifie pas nécessairement que l'épaisseur du revêtement d'acier inoxydable est insuffisante. Cela peut simplement être un indice qu'il y avait un corps étranger en acier doux de coincé entre les pales et la le manteau de roue laissant des traces d'acier doux qui, elles, ont corrodé.

Le propriétaire doit s'assurer de faire appel pour ce travail à du personnel qualifié et à des outils informatiques éprouvés que ce soit par son propre personnel ou par l'intermédiaire de manufacturiers ou de consultants. Il peut être avantageux de faire affaire avec le manufacturier d'origine qui a accès aux dessins de détail et aux listes de matériaux originaux car l'accès à ces documents facilite toujours les analyses, l'organisation et la programmation des travaux. Il peut s'avérer possible, dans certains cas, d'acheter les droits d'utilisation de la documentation et des dessins originaux si le propriétaire ne les possède pas déjà.

Le choix des matériaux est extrêmement important pour minimiser les problèmes potentiels d'arrachement de matière entre les pièces conjuguées ou adjacentes en mouvement. Les extrémités des directrices, les faces adjacentes du flasque supérieur et du flasque inférieur et les labyrinthes de la roue en sont des exemples types importants.

Il faut aussi tenir compte de la conception de toutes les structures et des équipements connexes comme il en sera question de façon plus ou moins détaillée plus loin. Cet aspect prend de l'importance lorsque des changements aux caractéristiques de la turbine sont envisagés.

6.3.2.2.2 Questions de fissures, de porosité et de défauts similaires

Les fissures, les soufflures et les défauts de même nature affaiblissent une pièce. Ils ne conduisent cependant pas nécessairement à l'obligation de la remplacer mais ils exigent toujours, qu'on les analyse soigneusement, qu'on les documente et qu'on en fasse le suivi.

Les principaux aspects à regarder sont

- la gravité d'une défaillance éventuelle de la pièce;
- l'origine du défaut: est-ce qu'il remonte à la fabrication (fissures de retrait, porosité, manque de fusion, inclusions de laitier)? Ou est-ce la conséquence des charges appliquées depuis sa mise en service (fissures à froid, déformation)?
- la grosseur du défaut et son développement attendu sous les charges prévues.

Un défaut est grave si une défaillance de la pièce peut mener à la mise hors service de la turbine ou si la vie humaine est mise en jeu. C'est particulièrement vrai pour toutes les pièces

soumises à la pression d'eau amont.

Des défauts de fabrication sont souvent présents dans les bâches spirales, les conduites forcées et les autres pièces construites dans les premières années d'utilisation de la technologie du soudage. Il y a d'autres sources de défauts de fabrication. Elles sont aussi nombreuses que les méthodes et les matériaux utilisés pour la fabrication de pièces de turbines. Si ces défauts n'ont pas évolué durant plusieurs années d'exploitation, on peut considérer qu'ils présentent un risque mineur et somme toute acceptable. Il faut bien analyser leur grosseur, leur localisation et leur orientation par rapport au champ de contrainte dans la pièce avant de prendre la décision d'excaver et de réparer le défaut. Toute réparation par soudage sur une pièce qui ne pourra pas subir par la suite de traitement thermique approprié risque de modifier la distribution des contraintes résiduelles et constitue en soit un facteur de risque.

Les fissures qui se développent en service sont la conséquence d'une surcharge due aux déformations induites par les charges appliquées généralement combinées avec des contraintes résiduelles élevées, des défauts internes ou les deux.

Les défauts internes qui n'avaient pas été détectés durant la période de fabrication ou qui avaient été détectés mais jugés acceptables de par leur localisation, leur grosseur et leur orientation peuvent déboucher en surface suite à une érosion par particules en suspension ou par cavitation. Des exemples typiques de pièces et de zones exposées sont la racine ou la face interne d'un auget de roue Pelton, la face du corps des directrices vis-à-vis du raccordement avec le tourillon d'entraînement (normalement le tourillon supérieur) et la jonction des aubes avec le plafond de roue et la ceinture d'une roue Francis

Les conditions qui favorisent l'apparition et le développement de fissures sont les contraintes résiduelles et les contraintes de service élevées, les déformations plastiques locales, les déformations élastiques cycliques et un milieu corrosif. Les endroits typiques où on rencontre ces conditions sont l'arbre d'une turbine Pelton près de l'accouplement de la roue, les brides dans les bâches spirales et dans les avant-distributeur lorsque le scellement est inadéquat ou encore les zones d'accouplement de la roue avec l'arbre spécialement dans les machines à axe horizontal.

L'élément essentiel pour une bonne évaluation de l'impact des défauts de cette nature c'est leur documentation et le suivi de leur évolution durant l'exploitation. La documentation doit comprendre une description de l'emplacement du défaut, de sa grosseur et de son orientation, le tout corroboré par des essais non destructifs et des instructions sur la marche à suivre si le défaut atteint ou dépasse les limites fixées.

L'évaluation de l'impact potentiel des défauts peut se faire par des techniques classiques faisant appel à des calculs analytiques ou, si nécessaire, par des analyses par éléments finis. Dans bien des cas, une analyse comparative avec des méthodes classiques est la plus appropriée lorsque les hypothèses de calcul et les références sont basées sur des pièces de même géométrie ayant le même comportement sous les mêmes charges et qui ont performé de façon satisfaisante. Il faut cependant éviter le piège de dépenser plus dans l'analyse des conséquences de conserver un défaut que ce qu'il en coûterait pour le réparer.

La réparation des défauts peut s'effectuer en les meulant et en laissant la cavité telle quelle ou en rebâtissant par soudage et meulage la forme d'origine de la pièce.

Dans le cas d'une élimination du défaut par meulage seulement, des précautions doivent être prises pour évaluer les effets secondaires comme l'apparition d'écoulements secondaires dus à la dégradation du profil hydraulique ou l'affaiblissement de la pièce à l'endroit du défaut.

Dans le cas d'une réparation par soudage, le choix de la technique et du procédé de soudage appropriés est crucial car une mauvaise réparation ou un mauvais traitement thermique peut aggraver le problème.

La préparation d'une procédure de réparation appropriée demande une connaissance approfondie des propriétés du matériau, de la conception d'origine, du procédé de fabrication et des détails de toutes les réparations précédentes.

Les documents attestant de la qualité de fabrication de la turbine, les certificats d'inspection et de réparation, tant à l'atelier qu'en centrale, font partie intégrante de la documentation que doit fournir le manufacturier de la turbine, le fournisseur des matériaux de base et leurs inspecteurs respectifs ou même le propriétaire.

Le métal d'apport doit être sélectionné avec soin. Il y a trois choix possibles:

- Homogène: La composition du métal d'apport et du matériau de base est la même et la microstructure est comparable.
- Semblable: La composition du métal d'apport et du matériau de base est la même, mais la microstructure n'est pas identique.
- Différent: La composition du métal d'apport et du matériau de base de même que la microstructure ne sont pas les mêmes.

Des précautions doivent être prises dans l'exécution de réparations avec métaux d'apport différents du matériau de base. Par exemple, lorsqu'un métal d'apport différent (austénitique) est utilisé pour une réparation d'un acier inoxydable martensitique, une précipitation de carbure peut se produire pendant les traitements thermiques subséquents.

Dans certains cas, le remplacement d'une pièce peut s'avérer plus économique que la réparation des fissures ou des autres défauts. Cela est particulièrement vrai si les zones affectées ne seront accessibles qu'après démontage de la pièce alors que le temps de réparation ne peut pas être évalué d'avance avec précision et que le temps d'arrêt du groupe risque d'être sous estimé.

Pour l'évaluation de défauts qui, jusqu'à ce jour, n'ont pas causé de défaillances et qu'on envisage de ne pas réparer, il faut s'assurer que les conditions de chargement du composant en question ne seront pas aggravées après la réhabilitation.

6.3.2.2.3 Niveau de contraintes acceptable

Même les composants qui ont montré une bonne tenue en service sans signes apparents de détérioration devraient être soumis à une nouvelle analyse des contraintes pour confirmer leur acceptabilité pour le prolongement de durée de vie planifié. Lorsque des changements sont prévus dans le mode d'exploitation, la puissance, la chute, le débit ou la vitesse du groupe, il est nécessaire d'analyser plus profondément quels sont les composants qui seront affectés par les modifications envisagées et jusqu'à quel degré. De la même manière, si un composant a développé des fissures ou s'est déformé en service, la cause de ce mauvais comportement doit être trouvée. Cela peut nécessiter des analyses de contraintes et de déformations de plusieurs composants et l'utilisation de méthodes de calcul plus sophistiquées que celles utilisées pour la conception originale comme, par exemple, l'utilisation de la méthode des éléments finis.

Les niveaux de contraintes admissibles pour les vieilles turbines ont été établis à une époque à laquelle les meilleurs outils de conception faisaient appel à des formules empiriques visant à établir des contraintes moyennes dans une pièce ou un élément donné. Si aucun changement n'est prévu dans les charges maximales auxquelles sera soumise la turbine que l'on veut réhabiliter, on peut normalement éviter les calculs détaillés de contraintes et de déformation. Si par contre, comme c'est souvent le cas, on envisage d'augmenter la puissance maximale, alors, des calculs détaillés doivent être entrepris pour évaluer les effets de ces nouvelles conditions.

L'utilisation des techniques d'analyse par éléments finis permet d'obtenir, à l'étape conception, une image plus précise des contraintes auxquelles les principaux composants seront soumis. Une combinaison d'analyses de contraintes pseudo statiques et de fatigue

devrait être faite pour établir la durée de vie utile des nouveaux composants pour les conditions de conception prévues. Les composants qui seront réutilisés devraient être soumis au même type d'analyse, même si c'est plus difficile. Dans la mesure où les niveaux de contraintes dynamiques sont établis par "expérience", il est nécessaire de vérifier de temps à autre les valeurs présumées. Dans le cas des grandes machines, l'utilisation de méthodes de calcul d'écoulement (CFD) instationnaires devrait être envisagée pour évaluer les charges de pression dynamique sur les aubes de la roue qui peuvent provenir de l'interaction de ces dernières avec le distributeur.

Il est recommandé pour les grandes machines que la première roue de chaque conception soit soumise à un essai par jauges de contraintes durant la mise en route afin de confirmer que les charges dynamiques présumées lors des calculs de fatigue ne sont pas dépassées. Si le fabricant a de telles données sur les fluctuations de contraintes et des contraintes résiduelles pour les grandes machines, ce sera un sérieux atout pour les propriétaires de plus petits groupes.

6.3.2.2.4 Matériel divers

Il est de bonne pratique et justifié dans le cas d'une réfection majeure, de remplacer tous les boulons des passages hydrauliques et ceux exposés alternativement à une atmosphère humide et sèche. Il est aussi de bonne pratique de remplacer les boulons sous charge du côté haute pression de la turbine ainsi que ceux sollicités en fatigue. L'option de nettoyer et d'inspecter soigneusement les boulons peut être aussi coûteuse que leur remplacement pur et simple et, d'un point de vue échancier, le remplacement diminue les risques.

La petite tuyauterie d'eau de service (50 mm et moins) qui n'était pas constituée, à l'origine, de matériau résistant à la corrosion devrait être remplacée. Même celle originellement constituée de matériau résistant à la corrosion devrait subir un essai de pression hydrostatique et cela de préférence durant la phase d'ingénierie préliminaire afin de pouvoir décider à temps si elle doit être remplacée ou non. La tuyauterie de plus grand diamètre doit être inspectée et testée avant de prendre toute décision.

Il faut prévoir de remplacer tous les joints et les garnitures des pièces qui auront à être démontées et remontées en cours de réhabilitation.

Une réfection majeure offre l'opportunité de réévaluer l'ensemble de l'instrumentation qui avait été fournie et installée sur le groupe à l'origine. Il est hautement improbable que l'instrumentation d'origine soit encore fonctionnelle et, si elle ne l'est pas, qu'il soit encore possible de trouver des pièces de remplacement de la même marque et du même modèle. La meilleure approche est de faire une évaluation des besoins de l'exploitant concernant la signalisation, le contrôle et la protection du groupe et de satisfaire ces besoins avec l'équipement le plus moderne et le plus fiable disponible au moment des travaux.

6.3.2.2.5 Fondations

L'effet des fondations sur l'état de la turbine ne doit pas être sous-estimé. Par exemple, le problème de gonflement du béton résultant de la réaction alcalis-granulats se retrouve dans plusieurs vieilles centrales. Il provoque un déplacement des pièces encastrées de la turbine et de l'alternateur qui engendre un désalignement des pièces fixes par rapport aux pièces tournantes du groupe. Ce désalignement peut provoquer une inclinaison de l'arbre et une augmentation de la charge radiale sur les paliers guides ou encore une inclinaison du distributeur et une usure prématurée des directrices de même que le contact entre les labyrinthes de la roue et les flasques inférieurs et supérieurs. On a aussi vu des cas où il avait causé la fissuration de l'avant-distributeur.

Ce phénomène ne peut pas être arrêté et il n'y a pas d'autre solution que de vivre avec en réalignant, en réajustant et en réhabilitant périodiquement le groupe. Si le taux de gonflement est élevé, il devient nécessaire à un moment donné de ré-usiner les pièces fixes de façon à accommoder le déplacement et faciliter le réalignement du groupe.

6.3.2.2.6 Utilisation de matériaux autolubrifiants

Dans les vieilles machines, tous les coussinets du distributeur et de son mécanisme de vannage sont en laiton ou en bronze lubrifié à la graisse. Même si le système fonctionne correctement et de façon fiable, on devrait considérer sérieusement, pour des raisons environnementales, de remplacer les pièces d'usure par des pièces neuves en matériaux autolubrifiants.

Le matériau autolubrifiant doit être choisi en tenant soigneusement compte de son application. Il doit avoir de bonnes propriétés anti-abrasives et doit être dimensionnellement stable en présence d'eau. Il faut aussi s'assurer de prévenir la contamination des surfaces portantes par la saleté par l'usage de joints d'étanchéité appropriés, surtout pour des coussinets adjacents au passage hydraulique.

Beaucoup de matériaux autolubrifiants ont des coefficients d'expansion thermique beaucoup plus grands que les métaux dans lesquels ils sont insérés. Cela pose la difficile tâche d'assurer un bon serrage sous toutes les conditions d'exploitation, spécialement dans les régions froides. Pour beaucoup de ces matériaux autolubrifiants on recommande de les coller positivement dans leur manchon afin de leur assurer une stabilité à long terme.

Tous les coussinets et les plaques d'usure en matériaux autolubrifiants demandent des faces d'appui polies faites d'un matériau non corrodable comme l'acier inoxydable.

Certains produits, spécialement ceux constitués d'une feuille mince, exigent un soin particulier afin d'éviter de les endommager durant le montage. Cependant, lorsqu'ils sont installés correctement ils peuvent donner plusieurs années de bon service.

Les matériaux autolubrifiants disponibles sur le marché présentent un grand éventail de coefficients de frottement. Cela demande une réévaluation précise de la capacité des servomoteurs du mécanisme de vannage.

Le fléchissement normal du corps des directrices engendre un certain niveau de chargement angulaire spécialement sur les coussinets des tourillons adjacents au passage hydraulique. Le choix des matériaux pour les coussinets de directrices doit se faire en fonction de sa capacité à pouvoir accommoder le niveau de chargement angulaire prévu. Le matériau doit pouvoir s'user sans causer de dommage préjudiciable.

6.3.2.3 Questions d'exploitation

Les conditions hydrauliques sous lesquelles le groupe est exploité aussi bien que la charge du groupe peuvent avoir une influence sur son intégrité mécanique.

Si le groupe est exploité fréquemment à charge partielle, il peut avoir à supporter une charge accrue sur les paliers guides due à l'instabilité hydraulique. Si le niveau d'eau dans le canal de fuite ne respecte pas le niveau de calage requis à la conception, cela peut causer de la cavitation.

Toute l'information ayant trait à l'exploitation de la turbine est essentielle pour évaluer correctement l'état actuel du groupe et pour concevoir correctement les nouveaux composants.

6.3.2.4 Questions de montage et d'entretien

Certains des problèmes rencontrés durant l'évaluation d'une turbine ou d'un groupe sont en lien direct avec la qualité de montage du groupe et de son entretien. Un manque d'entretien peut conduire à la défaillance d'une pièce comme de brûler un palier ou à une usure prématurée du mécanisme de vannage.

L'évaluation de l'alignement du distributeur et de ses pièces mobiles est un point important dans l'évaluation de l'intégrité de la machine. La concentricité des pots de directrices dans le flasque inférieur par rapport à ceux du flasque supérieur doit être vérifiée. Si les trous du flasque inférieur sont trop excentrés par rapport à ceux du flasque supérieur cela peut conduire à une usure prématurée des coussinets due à une charge angulaire excessive et, éventuellement, au coincement du mécanisme de vannage. Il peut être requis alors de réalésier ensemble, les pots des deux flasques.

Si ces problèmes existent, ils doivent être clairement identifiés afin d'éviter qu'ils ne se répètent sur les pièces réhabilitées.

6.3.2.5 Vibrations mécaniques

6.3.2.5.1 Généralités

Un problème qui se pose fréquemment avec les groupes hydrauliques est la vibration excessive. Les principales sources de vibration mécanique anormale sont:

- un déséquilibre (balourd) mécanique ou hydraulique de la roue;
- un défaut du palier guide;
- une détérioration du jeu aux joints d'étanchéité de la roue;
- un déséquilibre (balourd) mécanique ou magnétique de l'alternateur;
- un désalignement du groupe;
- une instabilité hydraulique.

6.3.2.5.2 Déséquilibre (balourd) mécanique ou hydraulique de la roue

Le déséquilibre (balourd) mécanique de la roue provoquera une vibration mécanique (battement d'arbre) qui se traduira par un chargement accru sur les paliers guides et par un dommage éventuel aux pièces de support. Les tolérances d'équilibrage statique des roues modernes (après 1970) sont suffisamment serrées pour éliminer, à toute fin pratique, cette cause comme source de battement anormal de l'arbre (par exemple voir les Volumes I et V du "Canadian Electricity Association Guide on Erection Tolerances and Shaft System Alignment")

Un déséquilibre hydraulique survient lorsque les ouvertures à la sortie des aubes de la roue ne sont pas assez uniformes. Ce type de déséquilibre est normalement caractérisé par une augmentation du battement qui est proportionnelle à l'augmentation de la charge sur le groupe (débit). La CEI 60193 donne les tolérances à respecter à cet égard bien que beaucoup de manufacturiers et d'exploitants s'imposent des tolérances beaucoup plus sévères.

6.3.2.5.3 Problèmes de paliers guides

La rigidité des paliers guides, que ce soit à la turbine ou à l'alternateur, doit être suffisante pour supporter les conditions d'exploitation les plus critiques sans qu'il y ait contact aux joints d'étanchéité de la roue ou à l'entrefer de l'alternateur. La première vitesse critique du système rotatif doit avoir une marge de sécurité suffisante par rapport à la vitesse d'emballement du groupe afin d'éviter les phénomènes de résonance. On ne peut y arriver qu'en portant un soin particulier à la rigidité du système rotatif et à la rigidité des supports de paliers. Ces points sont importants dans toute réhabilitation où des changements sont prévus sur les pièces tournantes ou sur les paliers guides ou leurs supports ou encore si la roue de la turbine est remplacée par une autre ayant une vitesse d'emballement plus élevée. On doit recalculer la vitesse critique et vérifier la capacité du rotor de l'alternateur à supporter une vitesse plus élevée dès que l'augmentation prévue de la vitesse d'emballement dépasse les quelques pourcents.

Des tolérances inadéquates sur les jeux à froid aux paliers guides et des différences trop importantes dans les jeux entre la condition « à froid » et la condition « de fonctionnement » dus aux effets thermiques, tant sur les pièces tournantes que sur le palier lui-même, peuvent causer des vibrations excessives et des dommages mécanique au groupe. Des jeux trop grands conduisent normalement à des battements d'arbre anormaux. Des jeux trop petits génèrent des charges excessives aux paliers avec comme conséquences des températures excessives, une usure prématurée et la défaillance du palier. Si un groupe démontre l'un ou l'autre de ces problèmes, la réhabilitation offre l'opportunité de modifier la conception et de corriger le problème.

6.3.2.5.4 Jeux insuffisants aux labyrinthes

Les anneaux d'usure du joint d'étanchéité de la roue (labyrinthe) doivent avoir un jeu suffisant pour éviter le contact avec les pièces fixes et doivent être fixés de manière à prévenir les vibrations induites par les phénomènes hydrauliques et l'arrachement de l'anneau mobile causé par la force centrifuge. Un contexte de prix élevé pour l'énergie peut pousser le manufacturier et l'exploitant à réduire les jeux aux labyrinthes afin d'obtenir un gain de rendement lors de la réhabilitation. On doit faire preuve de prudence afin de ne pas aller au-delà d'un certain minimum pour les conditions d'exploitation les plus critiques, tant en régime soutenu qu'en régime transitoire. Un gain du même ordre peut s'obtenir avec un joint de conception différente sans pour autant réduire le jeu. Bien qu'un contact local et momentané aux labyrinthes durant un emballement puisse ne pas être catastrophique, un plein contact (sur le diamètre) peut être désastreux.

6.3.2.5.5 Déséquilibre de l'alternateur

Les vibrations de l'alternateur sont généralement de deux sortes. La première est un balourd mécanique issu de la fabrication du rotor ou de sa conception. La seconde est causée par une force magnétique non équilibrée résultant d'erreurs de concentricité ou de circularité des du rotor par rapport à son axe de rotation.

6.3.2.5.6 Désalignement du groupe

Un trop grand désalignement du groupe peut provoquer une surcharge sur le palier guide entraînant son usure prématurée. Il peut aussi entraîner une augmentation des contraintes dans l'arbre et des problèmes avec les jeux aux joints d'étanchéité de la roue et à l'entrefer de l'alternateur. Dans toute réhabilitation majeure, on devrait désaccoupler l'arbre et le soumettre à une inspection dimensionnelle afin d'évaluer la nécessité d'un réusinage.

6.3.2.5.7 Instabilité hydraulique

Une vibration excessive peut aussi provenir d'une instabilité hydraulique qui pourrait induire un phénomène de résonance et amener la rupture d'une pièce. Les différentes sources d'instabilité hydraulique sont couvertes dans la section sur l'évaluation de la performance de la turbine.

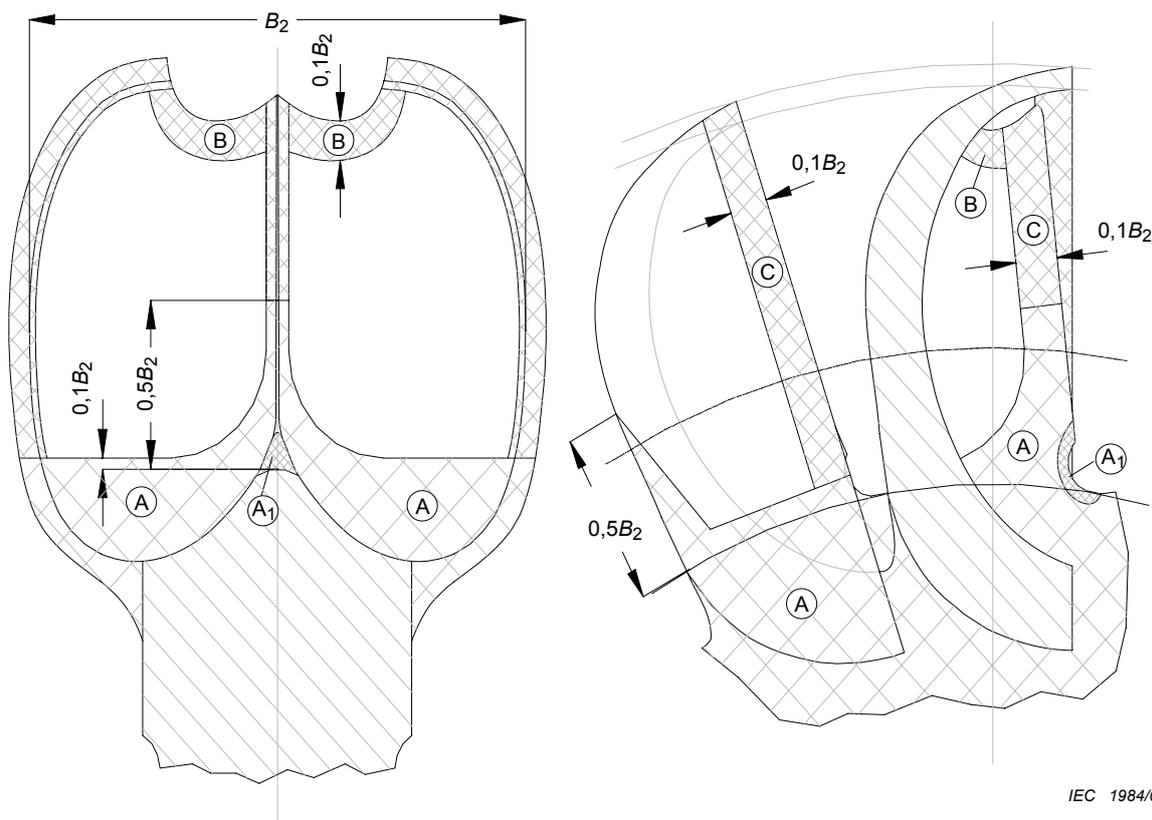
6.3.2.6 Fissures et défauts dans les roues Pelton

6.3.2.6.1 Généralités

Le principal point qui distingue les turbines Pelton de tous les autres types de turbines est la façon dont les augets de la roue Pelton sont chargés. Ils sont exposés à des vitesses d'eau très élevées, ce qui cause usure et abrasion, et l'impact des jets génère un grand nombre de cycles de chargement. (Une vitesse de 500 tours/min, 6 injecteurs, 1 500 heures par année représente $2,7 \text{ par } 10^8$ cycles par année.)

Les turbines Pelton avec leur caractéristique de haute chute sont souvent utilisées en région montagneuse où l'on trouve de petites particules très dures et très abrasives en suspension dans l'eau provenant de la fonte des glaciers. Ces particules sont difficiles à enlever dans des bassins de décantation à cause de leur faible taille et leur faible densité.

Les régions des augets qui doivent être soigneusement investiguées sont identifiées en A et B dans la Figure 2. La première région, A, à la racine de l'auget, est soumise à des sollicitations élevées provenant notamment de la contrainte statique centrifuge, et des contraintes dynamiques de flexion, de sorte que tout défaut de surface ou localisé légèrement sous la surface est une amorce de fissure. La deuxième région, B, au niveau de l'arrête médiane et de l'échancrure, est aussi soumise à des contraintes élevées en plus d'être sujette à l'érosion par cavitation, car l'épaisseur de matière est faible. Dans ces deux régions on peut trouver des défauts de fabrication qui n'ont pas toujours été détectés et enlevés en atelier



IEC 1984/07

Figure 2 – Régions critiques pour les fissures “A” et “B” dans les augets de roues Pelton

6.3.2.6.2 Détermination de l'état des roues Pelton et des risques associés de défaillance

Les soudures de réparation, même si elles sont petites, ont une influence qui peut s'avérer néfaste sur la structure du composant. Pour une réparation réussie, il est nécessaire de collecter le maximum de données, en commençant par la fabrication de la roue et en incluant toutes les réparations antérieures. L'influence du procédé d'usinage (meulage, fraisage, etc.) est faible et peut être négligé.

La détermination de l'étendue de l'usure par abrasion peut être faite à l'aide de gabarits. Quand c'est réalisable, il est utile de mesurer les augets sur une machine numérique. Une comparaison entre l'auget existant et son tracé théorique doit être faite, et les sections effectives doivent être déterminées pour calculer et évaluer le niveau de contrainte qui en résulte.

Pour chaque réparation par soudage qui inclut un traitement thermique, les températures proposées doivent être choisies soigneusement pour éviter les effets néfastes sur les propriétés physiques du matériau de base et pour minimiser les déformations. Tout traitement thermique induit des déformations et la procédure de réparation doit prévoir un ré-usinage où cela est nécessaire.

6.3.2.6.3 Autres aspects des turbines Pelton

Il y a parfois des problèmes avec le canal de fuite si le niveau d'eau dans le canal est trop haut ou si l'aération du bâti et du canal sont inadéquats. Ce sera le cas si le niveau d'eau dans le bassin aval ou la rivière a augmenté, si les sections de passage de l'eau sont obstruées par des sédiments, s'il y a des changements dans la structure du bâtiment ou si le débit maximum de la turbine a été augmenté sans modifications appropriées de la capacité de l'aménagement aval.

Une augmentation de l'aération du bâti peut être assurée en perçant des ouvertures supplémentaires dans le bâti, qui sont ensuite connectées à la pression atmosphérique par des tuyauteries adaptées à une position adéquate vis à vis du bruit engendré.

6.3.3 Durée de vie résiduelle

La durée de vie utile d'une pièce dépend de plusieurs facteurs comme la conception, les matériaux utilisés, les méthodes de fabrication, les conditions d'exploitation et l'entretien effectué.

Il est théoriquement possible de calculer la durée de vie résiduelle d'une pièce avec la théorie de la mécanique de la rupture mais l'application de cette méthode exige l'évaluation préalable de plusieurs paramètres comme les propriétés du matériau, la localisation, la forme et les dimensions du défaut, les sollicitations précises et les contraintes locales dans la pièce de même que les caractéristiques des charges appliquées incluant l'amplitude et le nombre de cycles pour des conditions dynamiques. Pour la plupart des pièces de turbines existantes, bon nombre de ces paramètres sont très difficiles sinon impossibles à établir avec précision.

Il est possible d'évaluer la durée de vie résiduelle de plusieurs pièces avec un niveau de confiance raisonnable seulement par inspection, par l'exercice d'un jugement éclairé et par comparaison avec des pièces qui ont été fabriquées avec la même technologie en termes de conception et de matériaux et qui ont été exploitées sous des conditions similaires pour plusieurs années. Cela vaut pour autant que l'on n'ait pas affaire à des défauts de fabrication locaux significatifs.

Il est habituellement possible d'établir pourquoi une pièce s'est détériorée ou a fait défaut et cette information est importante pour prédire la durée de vie résiduelle d'une pièce similaire ou pour en corriger la conception.

Pour évaluer la durée de vie résiduelle d'un composant, il est important de pouvoir identifier les signes de détérioration d'une pièce comme les fissures, les dommages sérieux dus à la corrosion, un bruit anormal, un changement dans l'amplitude ou la fréquence des vibrations, des changements dans la température et la pression ou des fuites anormales. Quelques références sont disponibles dans l'industrie pour assister l'exploitant dans le monitoring et dans l'évaluation de l'état de ses équipements. (Exemple: le Guide pour Tolérances de montage et d'alignement de l'arbre de l'Association Canadienne de l'électricité). Il est important aussi pour prédire la venue prochaine de la fin de la durée de vie utile d'une pièce de passer régulièrement en revue les résultats des interventions d'entretien et les effets de toute condition d'exploitation anormale qui peut parfois survenir. Une évaluation régulière de l'état de l'équipement est un élément essentiel à toute évaluation.

6.3.4 Évaluation de la performance de la turbine

6.3.4.1 Généralités

Les facteurs les plus importants à considérer dans un projet de réhabilitation sont certainement le potentiel d'augmentation de la puissance, le potentiel d'augmentation du rendement, la diminution de l'érosion due à la cavitation et l'amélioration de la stabilité hydraulique. On devrait débiter par une évaluation aussi précise que possible des gains potentiels en performance qu'il est possible d'espérer avec une nouvelle turbine ayant des caractéristiques semblables. Jusqu'à quel point les performances d'une vieille turbine (existante) peuvent être améliorées dépend du type et de l'âge du groupe. On trouvera dans les paragraphes qui suivent une estimation grossière des gains potentiels. Ces données sont basées sur un grand nombre de marques et de tailles de turbines. Elles ne devraient donc être utilisées que dans une première phase d'évaluation des gains potentiels que l'on pourrait attendre de la réhabilitation d'un groupe donné.

Dans certains cas particuliers, lorsque la fréquence de l'alternateur doit être modifiée, il est nécessaire de changer la vitesse de la turbine, Cela peut alors être avantageux du point de vue des performances de la turbine, de remplacer la roue. L'état de la technologie au moment de la publication de ce guide permet de réhabiliter une machine en la dotant d'une capacité de fonctionnement à vitesse variable. Ce genre de caractéristiques peut être particulièrement avantageux pour les turbines-pompes réversibles de même que pour les turbines et les pompes d'accumulation fonctionnant sous des conditions d'énergie hydraulique massive (chute) extrêmement variables. De changer la vitesse dans une installation donnée ou d'utiliser la technologie de la vitesse variable oblige cependant à étudier soigneusement l'impact potentiel des nouvelles fréquences d'excitation de la machine hydraulique sur la possibilité de résonance avec l'ensemble des passages hydrauliques.

Nonobstant l'aspect de recherche d'amélioration des performances, la priorité de l'exploitant sera toujours d'avoir une centrale qui a la plus grande disponibilité et la plus grande fiabilité possibles. Un gain marginal de la puissance maximale ou du rendement ne représentera pas un bénéfice pour le propriétaire si les modifications faites au groupe donnent lieu à une diminution de la disponibilité ou de la fiabilité du groupe. Les paragraphes qui suivent, décrivent les quatre points principaux à considérer dans l'évaluation des performances.

6.3.4.2 Augmentation de puissance

On peut établir l'évidence d'une dégradation importante de la puissance produite en se basant sur l'information tirée des registres d'exploitation de la centrale sur une certaine période ou celle obtenue par un essai de puissance/vannage effectué avec soin ou encore mieux par un essai indicial corrigé pour les conditions hydrauliques nominales. Par exemple, une baisse de plus de (4 % à 6 %) de puissance, à pleine ouverture des directrices, devrait aussitôt nous amener à investiguer l'état des surfaces hydrauliques de la turbine et des passages hydrauliques associés. Si le temps et les conditions le permettent, et si la grosseur du groupe le justifie sur le plan économique, un essai rendement peut être effectué sur place par une équipe professionnelle afin d'établir les performances actuelles de la machine. Si la roue de la turbine a plus de 25 ans de service et s'il faut démonter et remonter le groupe pour d'autres raisons afin de le garder en bon état de marche, il est souvent justifiable sur le plan économique de remplacer la roue et possiblement de modifier d'autres composants pour en améliorer la performance.

La solution économique quant à la puissance maximale pour une centrale en particulier dépend de plusieurs facteurs dont:

- la conception d'origine et l'état des pièces mécaniques de la chaîne de puissance;
- le débit maximal disponible (cela peut avoir un impact environnemental ou contractuel additionnel);
- la capacité de l'alternateur (puissance active – MW);
- le calage de la turbine par rapport au niveau aval;
- le type et les caractéristiques de l'aspirateur;
- la courbe de tarage du niveau aval en fonction du débit;
- les pertes de charge dans les conduites d'amenée.

La conception mécanique des arbres, des accouplements, des croisillons rotor, des assises du stator (la chaîne de puissance) des vieux groupes permet normalement de supporter une certaine augmentation de la puissance maximale du groupe avec peu ou pas de modifications. Dans certains cas, seules des modifications mineures sont requises. L'ampleur de l'augmentation de puissance ne peut être établie qu'après avoir vérifié tous les impacts possibles et évalué toutes les situations où une telle action engendrera des contraintes plus élevées que celles prévues à l'origine par le concepteur.

Historiquement, des augmentations de puissance entre 10 % et 20 % sont fréquentes car plusieurs vieilles machines ont une puissance à pleine ouverture des directrices qui excède la valeur nominale par 10 % à 15 % sous la chute nette nominale. C'était typique à l'époque avant l'avènement de l'analyse numérique des écoulements (CFD) et l'usinage par commande numérique.

De plus, les alternateurs construits avant 1965 environ avaient un système d'isolation du bobinage statorique de type asphalte/mica de classe B qui exigeait une épaisseur d'isolant phase/terre beaucoup plus grande que les systèmes modernes de type époxy/mica de classe F. Cela permet d'augmenter la capacité thermique de l'alternateur de 20 % à 30 % sans faire plus que d'installer un nouveau bobinage statorique sur l'alternateur. La centrale de Hoover Dam aux États-Unis est un exemple de ce qui peut être fait dans le domaine de la réhabilitation et de l'amélioration des performances quand toutes les conditions, hydrauliques, électriques et mécaniques de même que le marché sont favorables.

Les groupes N1-4 de la centrale de Hoover Dam ont subi deux campagnes de réhabilitation, en 1968 et en 1986. Les résultats présentés par l'exploitant sont montrés à la Figure 3. Ce ne sont cependant pas tous les sites hydroélectriques qui offrent les opportunités d'augmentation de puissance de Hoover Dam (au-delà de 50 %). L'intervalle entre deux réhabilitations à cette centrale est aussi beaucoup plus court qu'il est économiquement justifiable dans la plupart des circonstances du marché.

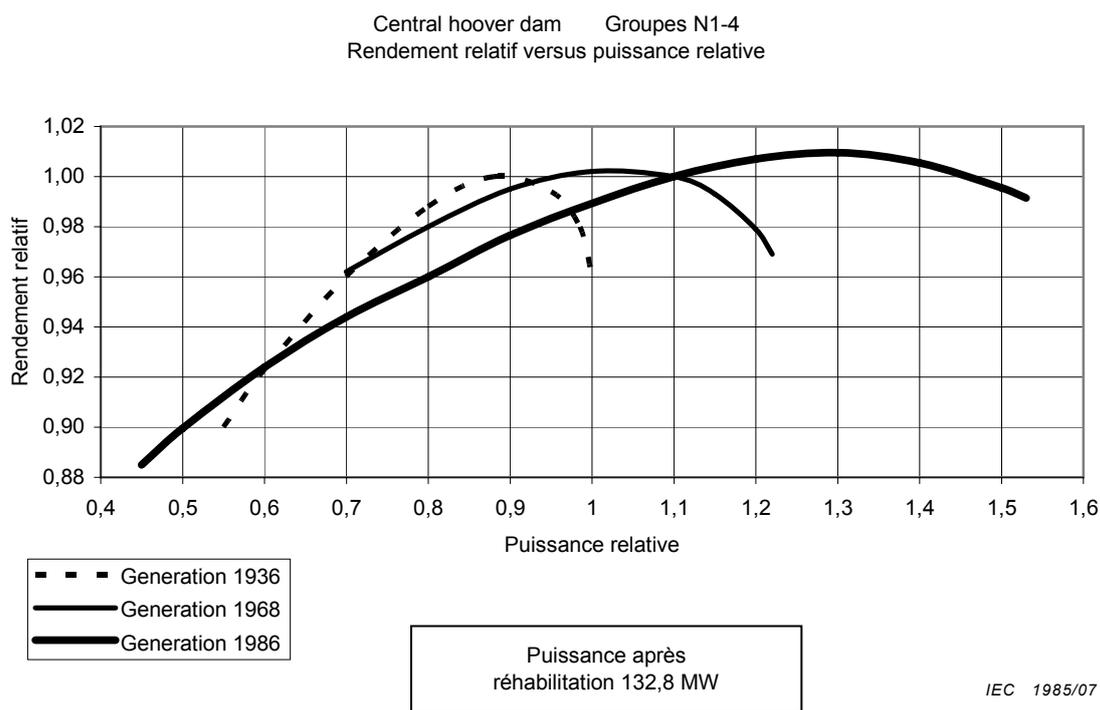


Figure 3 – Rendement relatif versus puissance relative – Roues originale et nouvelle

Notons que dans le cas de Hoover Dam, l'augmentation du rendement au sommet était assez modeste, 1 %, parce qu'un débit beaucoup plus grand devait passer dans les passages hydrauliques d'origine causant des pertes qui annulent en partie le gain de rendement des nouveaux profils de roue.

Dans d'autres cas, il est possible d'augmenter la vitesse et la puissance de la turbine en installant un nouvel alternateur ce qui peut se justifier sur le plan économique si le gain de puissance maximale est suffisamment important. La réhabilitation des turbines et des alternateurs de la centrale d'Outardes 3 au Québec, Canada, Figure 4, où l'augmentation de puissance de 44 % était accompagnée d'un gain de rendement au sommet de plus de 3 %, est un bon exemple de ce qui peut se faire. Le groupe d'origine avait été mis en service en 1968 et la turbine et l'alternateur ont été réhabilités en 2003. Les pertes hydrauliques dans les conduites à l'extérieur de la turbine auront augmenté pour toutes les conditions d'exploitation dépassant la puissance maximale prévue à l'origine. Cela doit être pris en compte dans le calcul des bénéfices nets.

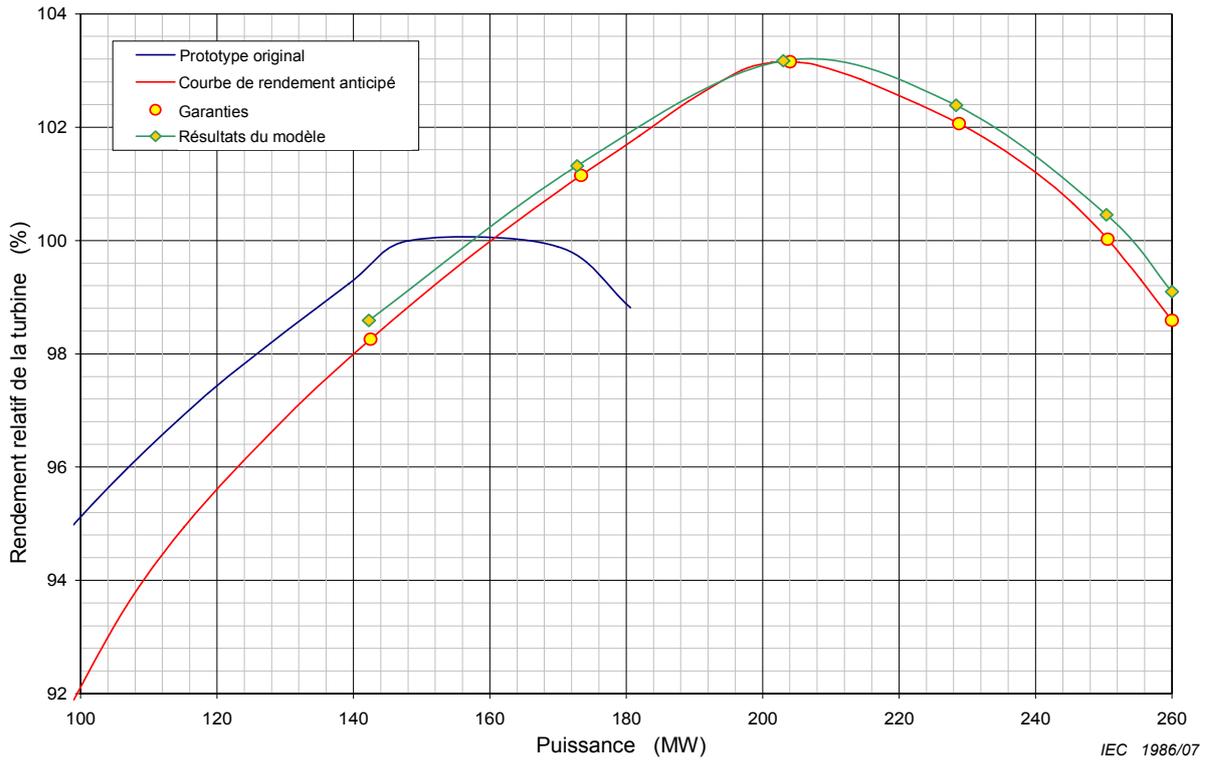


Figure 4 – Rendement relatif versus puissance – Roues d'origine et nouvelle – Centrale d'Outardes 3

6.3.4.3 Amélioration du rendement

6.3.4.3.1 Évaluation du groupe

La première chose à faire dans l'évaluation du potentiel d'amélioration du rendement est de déterminer les performances de la turbine dans son état actuel. La seconde est de voir ce que peuvent offrir les fabricants en matière d'amélioration de la performance. Ce n'est qu'à ces conditions qu'on pourra bien évaluer le potentiel de gain de rendement et par conséquent les bénéfices éventuels (augmentation des revenus annuels).

Le rendement de la turbine du groupe existant devrait être établi selon la CEI 60041.

La Figure 5 illustre la répartition des pertes au point sommet du rendement versus la vitesse

spécifique $Nq = N \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$ pour une large gamme de turbines Francis en 2005. L'ordonnée de

gauche représente le rendement hydraulique relatif au point sommet alors que l'ordonnée de droite représente les pertes hydrauliques relatives. Ce graphique donne une bonne idée de ce que l'on peut espérer actuellement en matière de performances pour une turbine neuve. On doit cependant garder à l'esprit qu'il est rarement possible de réhabiliter une vieille turbine et d'atteindre le rendement d'une machine totalement neuve pour les mêmes conditions hydrauliques et les mêmes dimensions. On peut voir dans ce graphique que la roue est l'élément le plus significatif en ce qui concerne les pertes. Le distributeur incluant l'avant-distributeur et les directrices est le deuxième élément en importance pour les pertes alors que pour les machines de basse chute, l'aspirateur tient aussi une place importante.

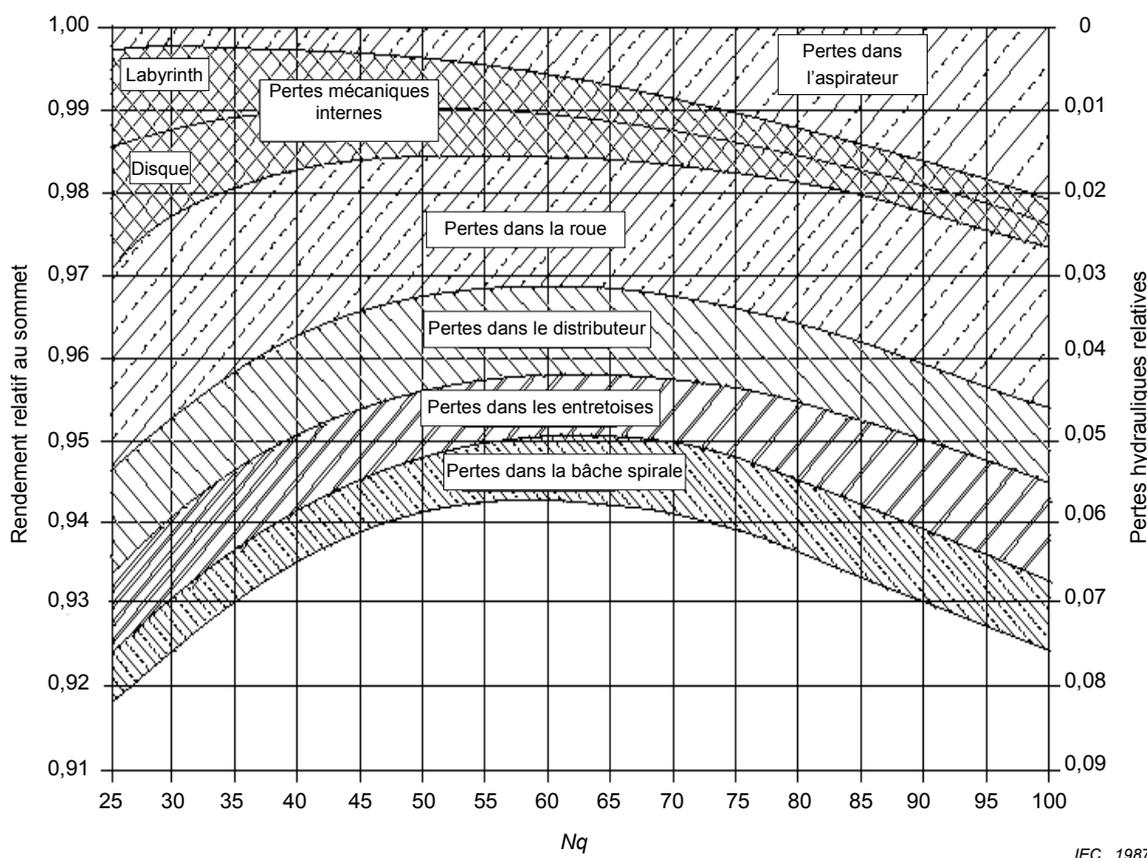


Figure 5 – Rendement (modèle) et distribution de pertes en fonction de la vitesse spécifique pour les turbines Francis en 2005

On peut mettre en évidence une dégradation des performances, si elle est significative, à partir d'un essai de puissance/vannage récent, conduit avec soin, ou d'un essai indiciel en comparant les résultats à ceux d'essais antérieurs fiables.

Pour les petits groupes, cette approche, ajoutée à une inspection soignée du groupe, faite par un consultant ou un manufacturier qualifiés, et qui comprendrait une mesure des jeux aux labyrinthes, des jeux aux directrices et un relevé détaillé des dommages dans tous les passages hydrauliques, pourrait constituer une base d'évaluation suffisante du potentiel d'amélioration de rendement qui pourrait être obtenu en modifiant la roue existante ou en la remplaçant par une neuve de conception moderne. On pourrait étendre l'exercice à tous les gains potentiels découlant d'améliorations au distributeur, à l'avant-distributeur, à la bêche et à l'aspirateur.

La meilleure information pour établir s'il y a eu dégradation de la performance de la turbine provient de la comparaison entre les résultats d'essais récents et les résultats des essais faits lors de la mise en service initiale, pour autant qu'on ait confiance dans les essais d'origine. L'essai le plus récent servira alors de base pour évaluer les futures améliorations à la performance.

Étant donné leur nature et leur coût, il est important de bien choisir le type d'essais à réaliser en fonction de la valeur du projet, des gains potentiels d'énergie et des conséquences de ne pas réaliser les gains escomptés. Les options sont les suivantes:

- Essais sur place (un essai avant et un essai après, sur le groupe réhabilité):
 - essai de puissance/vannage sous conditions hydrauliques contrôlées;
 - essais indiciels (rendement relatif) sous conditions hydrauliques contrôlées;

- essais de rendement absolu (CEI 60041).
- Essais sur modèle (sur un nouveau modèle de la conception actuelle et sur un nouveau modèle de la nouvelle conception).
- Calculs numériques d'écoulement (CFD) avec ou sans vérifications par essai sur modèle réduit. Une analyse économique est requise pour déterminer la combinaison d'études et d'essais la plus économique.

Ces options sont discutées plus en détail dans ce guide. On présente ci-après, une brève revue des gains de rendement (ou diminution des pertes) typiques atteignables dans les vieilles turbines.

On présente plus bas des données concernant l'amélioration du rendement d'une turbine qu'il est possible d'anticiper dépendant de l'âge du groupe et la date des changements proposés. Notez que l'information fournie au sujet des gains provenant d'une amélioration du profil de la roue (Tableau 24) est pour des machines neuves de chaque époque. Un certain pourcentage du gain apparent affiché n'est parfois pas réalisé en réhabilitation à cause de la quasi impossibilité pour le manufacturier de modifier ou de réhabiliter entièrement et de façon économique les composants des passages hydrauliques à l'extérieur de la roue elle-même. Il faut prendre en compte que les valeurs données sont des moyennes pour une époque et, comme cela a été dit ailleurs dans ce guide, toutes les centrales hydroélectriques sont des cas particuliers qui, en bout de ligne, doivent être étudiés au mérite.

Toute nouvelle roue doit être compatible avec les autres parties du passage hydraulique sinon les gains de rendement anticipés peuvent ne pas se matérialiser et même être inférieurs au rendement de la vieille roue.

6.3.4.3.2 Améliorations de la roue

Le Tableau 24 est une compilation des gains sur le rendement moyen pondérés et le rendement au point sommet obtenus pour une modification du profil hydraulique de la roue seulement en fonction de l'année d'origine. Ces gains de rendement représentent la différence de rendement entre une roue Francis de remplacement et la roue d'origine sans autre modification. Les gains légèrement supérieurs dans le rendement moyen pondéré reflètent le fait que les manufacturiers ont réalisé non seulement un relèvement de la courbe de rendement mais ils l'ont aussi aplatie, amenant une augmentation plus grande dans les zones hors du point sommet qu'au point de meilleur rendement. Les gains attribuables à la modification des autres composants des passages hydrauliques sont traités séparément. Ces gains sont seulement des valeurs approximatives à n'utiliser que pour réaliser une étude de préféabilité. Pour une étude de faisabilité détaillée, il est nécessaire de contacter les manufacturiers afin d'obtenir des valeurs précises du gain de rendement potentiel pour la turbine étudiée et pour la définition des solutions possibles.

Tableau 24 – Augmentation potentielle du rendement d'une turbine Francis (%) pour une modification du profil de roue seulement

Âge de la turbine Francis (Périodes de temps finissant en 2000)					
60 ans		40 ans		20 ans	
Sommet	Pondéré	Sommet	Pondéré	Sommet	Pondéré
2,2	2,7	1,0	1,3	0,5	0,7
NOTE Cette information a été compilée par Rousseau Sauvé Warren Inc. (RSW) lors de la préparation d'un guide pour l'AIE. Les valeurs de ce tableau viennent de la propre expérience de RSW et des réponses à un questionnaire envoyé par RSW aux grands manufacturiers internationaux de turbines dans le cadre de son mandat pour l'AIE.					

Lors du remplacement d'une roue, les manufacturiers ont l'option de considérer les avantages potentiels de changer le nombre d'aubes de la roue. Toutes choses étant égales par ailleurs, une augmentation du nombre d'aubes offre au manufacturier la possibilité de réduire la pression différentielle sur les aubes et d'améliorer les performances en cavitation pour une puissance maximale donnée. Lorsqu'il y a en plus une modification du profil hydraulique, ce qui est généralement le cas, on peut espérer obtenir de surcroît une augmentation de la puissance maximale. Tout changement du nombre d'aubes doit cependant tenir compte de l'interaction dynamique entre le distributeur et la roue. Cela peut justifier d'exiger des analyses d'écoulements transitoires, en particulier dans le cas des centrales de grande énergie hydraulique massive, lorsque le bord de fuite des directrices est proche du bord d'attaque des aubes de la roue.

La surface totale d'aubage, ou, en d'autres mots, la longueur de l'aube pour une hauteur donnée du distributeur, est une autre variable à considérer lorsque l'on recherche une augmentation de la puissance. Le débordement de la ceinture de la roue sur la ceinture de sortie ou sur le haut du blindage d'aspirateur et le déplacement vers l'aval de la jonction des aubes avec le plafond de roue ne peuvent se faire qu'après étude de l'impact de ce changement sur l'évacuation des fuites aux labyrinthes de roue vers l'aspirateur car ces modifications affectent la pression statique en aval des labyrinthes inférieurs et supérieurs de la roue. Une modification des pressions peut aussi amener des vibrations en résonance.

Dans certains cas on peut aussi obtenir des gains appréciables avec des modifications mineures du profil des aubes sans pour autant remplacer la roue. La Figure 6 illustre le gain de rendement obtenu sur les roues des turbines de la centrale de La Grande 3 au Québec, Canada, (mise en service en 1982) simplement en taillant légèrement les aubes à la sortie. La modification est le résultat d'une étude approfondie (CFD) de l'écoulement hydraulique dans la roue.

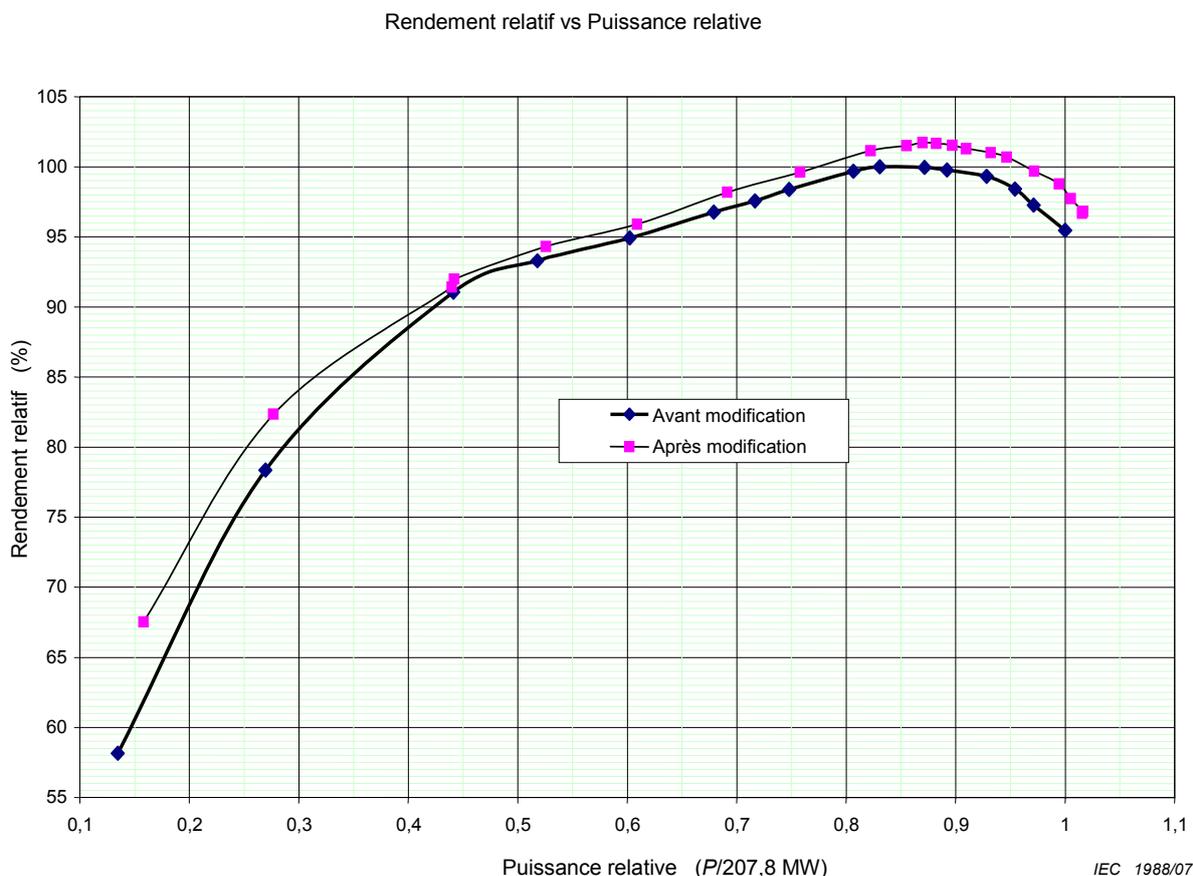


Figure 6 – Gain de rendement relatif suite à la modification des aubes sur la roue de La Grande 3, Québec, Canada

En plus des gains obtenus en modifiant le profil hydraulique des aubes, on peut aussi espérer quelques gains additionnels par une réduction des pertes par frottement hydraulique dans la roue autant dans le conduit hydraulique qu'à l'extérieur du plafond et de la ceinture (perte par frottement dues à l'écoulement entre les parois) et une réduction des pertes aux labyrinthes (débit de fuite).

La valeur du gain potentiel attendu lorsqu'on passe d'une surface très rugueuse à une surface lisse dans les passages hydrauliques proprement dits et dans les espaces adjacents peut se situer entre 0,2 % et 2 % selon l'état actuel de la vieille roue.

La TC 4 de la CEI s'emploie actuellement à améliorer les méthodes de prédiction de la majoration de rendement entre le modèle et le prototype en tenant compte des différences de rugosité en cause. Il sera probablement possible dans un avenir proche d'étendre cette méthode à l'estimation des pertes par friction dans les vieilles machines. En première approximation, le gain potentiel maximal attribuable à l'amélioration de l'état des surfaces peut être estimé à 2 % pour les roues de 60 ans, à 1,5 % pour les roues de 40 ans et de 1 % pour les roues de 20 ans, car on peut tenir pour acquis que la plupart des causes de détérioration de l'état des surfaces d'une roue dépend du nombre d'années de service. On ne pourra pas s'attendre à un niveau de gain semblable si les roues d'origine sont construites en acier inoxydable et si l'érosion par particules n'est pas un facteur à considérer. Pour la phase 1 d'une étude de réhabilitation, on peut supposer que les gains de cette nature pourraient être de 1 % pour les groupes de 60 ans d'âge, de 0,5 % pour des groupes de 40 ans et de 0,25 % pour les groupes de 20 ans. Pour les phases ultérieures de l'étude, il est recommandé de faire appel aux manufacturiers ou à des laboratoires hydrauliques qualifiés pour obtenir une évaluation plus juste des gains potentiels à attendre d'une amélioration de l'état des surfaces hydrauliques dans et autour de la roue et à l'extérieur.

Les pertes par frottement dues à l'écoulement entre les parois sont fonction du jeu entre les parties tournantes et les parties fixes, de la vitesse de rotation et de la rugosité de surface tant sur les parties tournantes que sur les parties fixes. Si l'on peut améliorer l'un ou l'autre de ces paramètres, il est possible de diminuer les pertes. Les modifications peuvent consister en une réduction du jeu entre le plafond de roue et le flasque supérieur, l'addition d'une plaque anti-recirculation entre le plafond de la roue et le flasque supérieur ou une réduction de la rugosité de surface des pièces impliquées (le flasque supérieur, le plafond de la roue et la ceinture de la roue et le manteau de roue).

Les pertes au labyrinthe de roue augmentent avec toute augmentation des jeux causés par l'érosion, la cavitation et, à l'occasion, par l'usure due au contact. Rétablir les jeux originaux ou adopter une conception de labyrinthe plus efficace comme des labyrinthes multi-segments en remplacement d'un joint cylindrique plat peut contribuer à réduire les pertes. Il est possible de revoir la conception du joint pour déterminer le jeu théorique optimal, mais il faut garder en contrepartie un jeu minimum sécuritaire pour tenir compte des phénomènes mécaniques suivants:

- la déformation du flasque supérieur et du flasque inférieur avec la pression et les charges induites par les directrices;
- les tolérances d'usinage de la roue et des anneaux d'usure sur les parties fixes adjacentes;
- le battement du système d'arbre à l'intérieur des jeux aux paliers qui engendre un battement de la roue dans les labyrinthes;
- les déformations radiales de la roue pour les conditions de charges normales et en emballement;
- les déformations des supports de palier incluant celles résultant d'un chargement occasionnel en provenance des servomoteurs lorsque les forces agissant sur le cercle de vannage ne sont pas symétriques.

La conception des labyrinthes et les jeux ont un impact sur le débit de fuite et par conséquent sur la poussée axiale de la turbine. Une augmentation de la poussée axiale occasionnera des pertes plus grandes dans la pivoterie. Il peut être avantageux dans ce cas de considérer l'addition d'une plaque anti-recirculation dans le flasque supérieur afin de réduire la recirculation des fuites provenant du labyrinthe supérieur, au plafond, réduisant ainsi la poussée sur le dessus du plafond de roue. Il faut aussi tenir compte du rapport entre la surface des trous d'équilibrage dans le plafond ou la surface de la tuyauterie d'équilibrage par rapport à la surface des jeux au labyrinthe supérieur. Le système d'équilibrage achemine vers l'aspirateur les fuites au labyrinthe supérieur. Un rapport d'au moins 5 à 1 est typique.

Le Tableau 25 fournit une indication de l'amélioration de rendement que l'on peut espérer d'une réfection ou d'une modification des joints d'une turbine Francis, qui consiste généralement à restaurer les jeux d'origine. Le niveau de gains potentiels donné englobe plusieurs types de dommages aux joints incluant une forte érosion par particules en suspension et une grande usure. Le tableau ne doit être utilisé qu'avec une bonne connaissance préalable du cas spécifique à l'étude comme indiqué ci-après et seulement en première approximation du gain potentiel à espérer d'une réhabilitation ou d'un changement de conception du joint.

Ces augmentations de rendement représentent la différence de rendement obtenu lors d'un remplacement ou d'une réfection de roue avec un joint redessiné par rapport au joint d'origine dans son état actuel, sans autre modification. Ces augmentations de rendement sont des valeurs approximatives qui ne doivent être utilisées que pour une étude de faisabilité préliminaire. Les pertes dans les labyrinthes de roue ne sont pas constantes sur toute la gamme de vitesses spécifiques comme illustré sur la Figure 5. Pour les turbines de basses vitesses spécifiques, les pertes dans des labyrinthes usés peuvent être beaucoup plus grandes que pour des turbines de haute vitesse spécifique à cause de gradients de pression à travers les joints fort différents.

Tableau 25 – Répercussion potentielle de la conception et de la condition des labyrinthes de roue sur le rendement des turbines Francis lors d'un remplacement de roue ou de sa réhabilitation (%)

Localisation du labyrinthe	Modification ou remplacement
Plafond	0,2 to 2,0*
Ceinture	0,2 to 2,0*
*Dépend énormément du degré d'usure des joints existants et de la vitesse spécifique de la turbine.	

Mis à part le cas particulier d'une très forte usure des labyrinthes due aux particules en suspension dans l'eau, on peut dire, en première approximation, que le potentiel de gain à espérer d'une réparation et d'une amélioration des labyrinthes peut être de l'ordre de 0,5 % pour chacun des labyrinthes, au plafond et à la ceinture. Le potentiel de gain sur le remplacement de la roue, comme première approximation encore une fois, peut être de 1,0 % de plus que les valeurs affichées au Tableau 24 pour une turbine âgée de 60 ans, 0,75 % de plus pour une turbine âgée de 40 ans et 0,5 % de plus pour une turbine âgée de 20 ans.

Le Tableau 26 résume le gain total que l'on peut attendre d'un remplacement de roue Francis, en première approximation pour fin d'étude préliminaire, prenant en compte tous les aspects comme l'amélioration du tracé des aubes, la réfection des labyrinthes, le rétablissement du fini de surface des aubes, du plafond et de la ceinture dans les passages hydrauliques et sur les surfaces extérieures de la roue.

Tableau 26 – Gain total attendu d'un remplacement de roue Francis incluant l'amélioration du tracé des aubes, du rétablissement des finis de surface et de la réduction des fuites aux labyrinthes

Gains de rendement potentiels attendu d'un remplacement de roue pour une turbine Francis (Période finissant en 2000)			
Âge de la turbine	60 years	40 years	20 years
Amélioration du tracé	2,2 %	1,0 %	0,5 %
Rétablissement du fini de surface	1,0 %	0,5 %	0,25 %
Réduction des fuites aux labyrinthes	1,0 %	0,75 %	0,5 %
Gain potentiel total approximatif	4,2 %	2,25 %	1,25 %

Les valeurs données dans le Tableau 26 valent pour un remplacement de roue. On peut quelquefois réaliser des gains de rendement en modifiant le profil des aubes la roue existante comme montré dans la Figure 6 sans la remplacer. Cependant on doit s'attendre à ce que le gain potentiel total soit moindre que celui donné au Tableau 26.

Les paragraphes qui suivent traitent des gains de rendement potentiels attendus de la modification des autres composants de la turbine.

6.3.4.3.3 Améliorations des autres composants de la turbine

Le Tableau 27 illustre les gains de rendement potentiels attendus d'une amélioration du fini de surface, ou d'une modification ou d'un remplacement des autres composants du conduit hydraulique d'une turbine Francis de 50 à 60 ans d'âge. Ce gain potentiel de rendement provient de l'amélioration de la rugosité du composant ou de la modification ou remplacement du composant. Le remplacement ou non de la roue n'entre pas en ligne de compte ici. Cependant, la plupart des études de réhabilitation comportent, comme premier choix, un remplacement de roue car l'impact sur le rendement est généralement très grand et la durée de vie utile de la roue est normalement plus courte que celle des autres composants de la turbine. Les gains potentiels de rendement présentés ici ne sont que des valeurs approximatives pour usage à l'étape d'études préliminaires seulement. Pour une étude de faisabilité détaillée, il est important de contacter les manufacturiers de turbines pour obtenir des valeurs précises applicables aux groupes en étude.

Tableau 27 – Gains de rendement potentiels attendus d'une réhabilitation ou d'un remplacement des autres composants du conduit hydraulique d'une turbine Francis de 50 à 60 ans d'âge (%)

Composant du conduit hydraulique	Amélioration du fini de surface	Modification ou remplacement
Bâche spirale	0,3	
Avant-distributeur	0,2	0,1 to 2,0
Directrices	0,2 to 1,0**	0,2 to 1,0**
Aspirateur	0,3	0,3 to 1,0*
*Dépend fortement de la forme de l'aspirateur d'origine et de l'énergie hydraulique spécifique disponible à la centrale (chute). Peut aller dans certains cas extrêmes jusqu'à 2,0 %.		
**Dans des cas extrêmes, des gains s'élevant à 2 % ont été observés.		

Etant donné que modifier la bâche spirale ou la remplacer pour réduire les pertes n'est pas envisageable pour la majorité des centrales où elle est encastrée dans le béton, la seule action généralement possible est d'en améliorer le fini de surface, ce qui doit faire l'objet d'une étude détaillée coûts/bénéfices.

L'avant-distributeur ne peut pas être remplacé aisément et il est rare qu'on le fasse, mais il est possible et plus facile d'en modifier le profil pour réduire les pertes. Le gain potentiel de rendement espéré d'une modification de l'avant-distributeur peut être calculé par une étude de simulation numérique des écoulements (CFD) et confirmé par un essai sur modèle bien qu'une étude économique doive d'abord être faite pour en évaluer la viabilité. L'étude CFD peut être effectuée par le fabricant. Elle pourra démontrer qu'il est possible de modifier le profil de l'avant-distributeur pour en diminuer les pertes. L'avant-distributeur est un élément structural important et par conséquent il est important d'en faire une analyse approfondie avant de procéder à quelque modification que ce soit. Des modifications aux flasques peuvent quelquefois améliorer l'écoulement en provenance de la bêche. Par exemple un avant-distributeur classique à double courbure avec des flasques convergents (non Piguet) peut être converti en avant-distributeur de type Piguet avec flasques parallèles, lorsqu'une augmentation significative du débit est envisagée. On peut aussi considérer une modification du profil d'entrée et de l'angle des avant-directrices. La dégradation du fini de surface entraîne aussi une augmentation des pertes et une amélioration du fini de surface des avant-directrices et des flasques peut s'avérer économique.

Après la roue elle-même, les directrices sont le composant dont le remplacement est le plus susceptible d'offrir une possibilité d'amélioration des performances qui soit économiquement avantageuse. L'utilisation de matériaux de plus grande résistance peut permettre de réduire l'épaisseur du corps des directrices et d'en améliorer le profil hydraulique. Pour autant que les nouvelles directrices aient les mêmes diamètres de tourillons, leur remplacement n'entraîne aucun changement significatif sur les flasques inférieur et supérieur. Notons cependant qu'en plus d'un changement de profil, il peut être requis d'augmenter l'angle d'ouverture des directrices afin d'augmenter la puissance de la turbine et que cela demande une réévaluation du couple hydraulique de manœuvre de même que de la capacité et de la course des servomoteurs.

La dégradation du fini de surface des directrices cause aussi une augmentation des pertes et l'amélioration de leur fini de surface contribue à réduire encore plus les pertes.

La contribution de l'aspirateur aux pertes totales de la turbine est très variable, elle dépend de chaque cas et n'est pas toujours reliée directement à l'âge de la turbine (voir la Figure 5). Une analyse CFD est essentielle pour prédire les améliorations potentielles et une étude économique est requise pour déterminer la faisabilité économique de quelque modification que ce soit. La dégradation des finis de surface de l'aspirateur conduit aussi à une augmentation des pertes bien que son effet soit généralement de deuxième ordre par rapport à une mauvaise conception d'aspirateur, surtout pour les très vieilles machines.

Les modifications pour améliorer la performance peuvent se limiter aux composants mécaniques seulement mais elles peuvent aussi inclure des modifications substantielles au profil bétonné des aspirateurs, si cela se justifie économiquement. Comme nous l'avons déjà dit précédemment, il est nécessaire, pour obtenir les meilleurs résultats, de mettre à la disposition de l'entrepreneur pressenti pour soumissionner sur tout projet de réhabilitation les dessins détaillés de tout l'équipement, y compris de l'aspirateur et de tous les dispositifs servant à améliorer l'écoulement.

Quelquefois, des modifications relativement mineures peuvent suffire pour améliorer le profil de vitesse des premières conceptions d'aspirateurs coudés et de permettre des gains de performance substantiels à grand débit.

La Figure 7a présente dans un graphique une série de points montrant les gains possibles pour toute une gamme d'interventions sur des turbines Francis. Les points entre 1908 et 1955 représentent l'expérience japonaise et sont basés sur des essais de rendement effectués avant et après réhabilitation avec différentes méthodes de mesure. Les points entre 1978 et 1998 représentent l'expérience européenne et nord américaine et sont basés sur des essais sur modèle comparatifs entre des roues Francis de conception moderne et ancienne avec des labyrinthes classiques dans des conditions comparables pour les deux conceptions. Ils représentent donc le gain potentiel associé à un changement du profil des aubes et de leur nombre seulement sans gain provenant de l'amélioration des surfaces ou des labyrinthes.

Une courbe a été superposée à ces points, basée sur les évaluations pour le remplacement des roues discutées plus haut, et tirée de la dernière ligne du Tableau 26.

Les gains potentiels liés à la modification des autres composants doivent aussi être pris en considération mais ils sont étroitement liés aux conditions spécifiques de l'installation et sont rarement considérés dans la première phase de l'étude de faisabilité.

Le lecteur doit noter que dans la Figure 7a, il y a plusieurs cas où la performance attendue, basée sur les données présentées ci-avant, n'a pas été obtenue, ce qui souligne l'importance de mettre tout l'effort d'expertise nécessaire avant de débiter tout travail de réhabilitation.

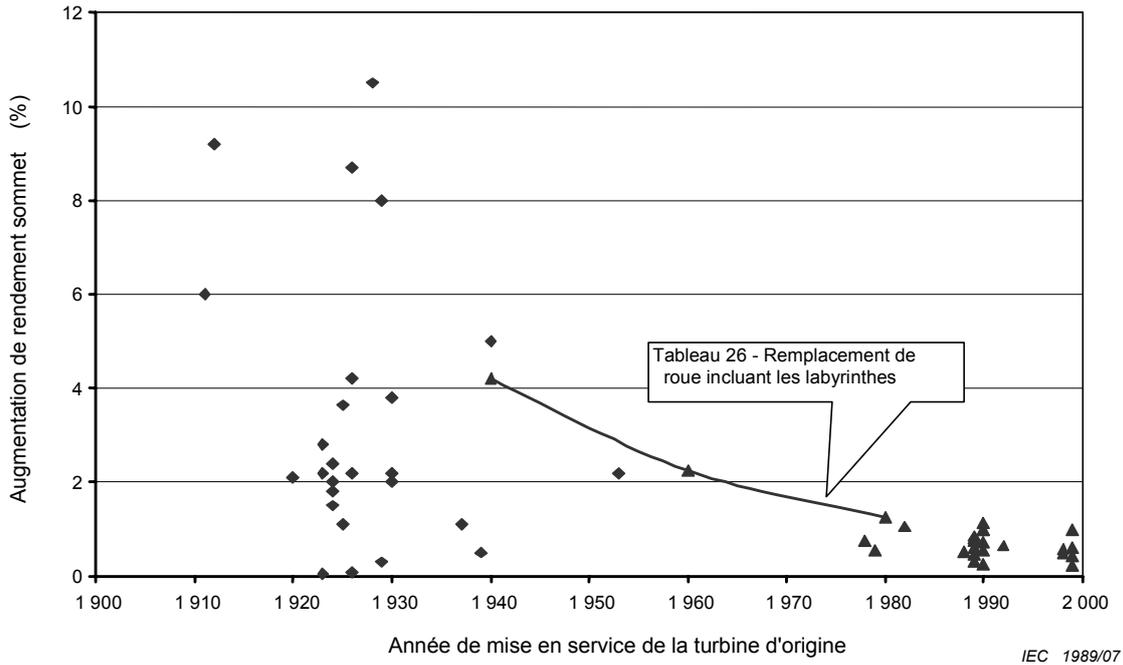


Figure 7a – Gain potentiel de rendement attendu de la réhabilitation d'une turbine Francis

La Figure 7b représente l'expérience suédoise sur les gains potentiels découlant d'un remplacement de roue et de manteau de roue pour des turbines Kaplan. Quelques unes de ces machines ont été réhabilitées avec un manteau de roue qui est sphérique sur toute la zone balayée par les pales, au dessus et en dessous de l'axe des pales. Une intervention de cette nature ne se justifie pas nécessairement dans tous les cas, spécialement lorsque le manteau de roue est encastré dans le béton comme c'est généralement le cas pour les machines construites avant 1960. De plus, plusieurs méthodes ont été utilisées pour calculer le gain en rendement et le lecteur doit tenir compte du fait que chacune comporte ses propres marges d'erreur.

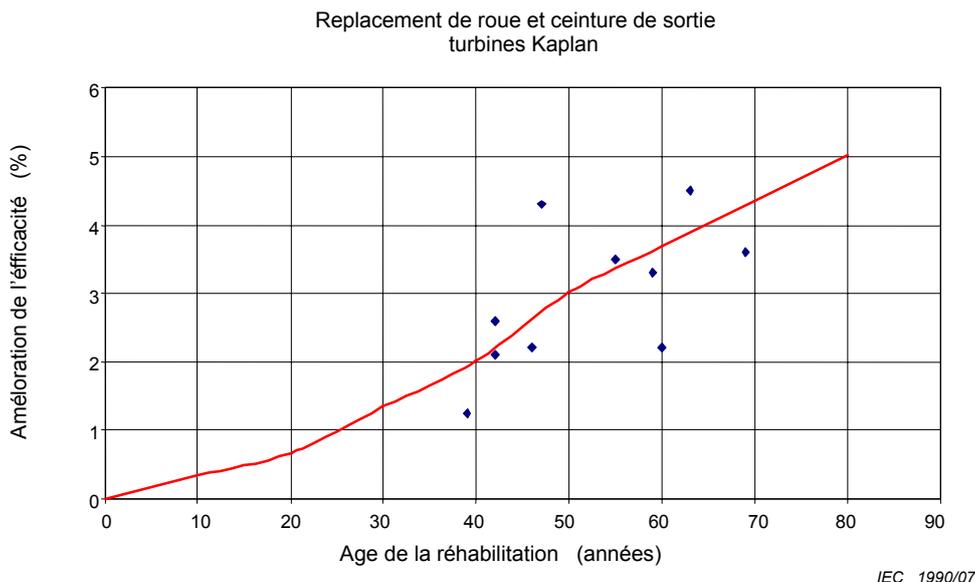


Figure 7b – Gain de rendement potentiel attendu d'une réhabilitation de turbine Kaplan

Comme il a déjà été dit, la détérioration des finis de surface des composants d'une turbine peut avoir une répercussion significative sur son rendement. Les composants les plus importants sont la roue, les directrices et l'avant-distributeur. La détérioration des surfaces mouillées de la bêche spirale et de l'aspirateur a aussi son importance même si elle est moindre. La future CEI/TR 62097 fournit une méthode pour évaluer l'effet d'une différence de fini de surface. Ses limites d'application sont cependant assez restrictives car cette publication a été produite pour permettre d'évaluer l'effet sur le rendement des différences entre le fini de surface des modèles et celui du prototype pour des installations neuves (extrapolation des performances du prototype à partir des essais sur modèle). Des études sont en cours tant à la CEI TC4 qu'à l'AIRH pour étendre le domaine d'application de l'évaluation de l'effet de la rugosité de surface. La réhabilitation de l'état de surface de la roue et des directrices ou leur remplacement sont toujours économiquement justifiables. Dans la majorité des cas, il est aussi économiquement justifiable de nettoyer et de peindre l'avant-distributeur et les surfaces du flasque supérieur et du manteau de roue qui sont dans l'écoulement. Le nettoyage et la peinture ou la restauration des surfaces des passages hydrauliques de la bêche spirale et de l'aspirateur peuvent parfois se justifier soit économiquement soit pour réduire la perte de matière due à l'érosion.

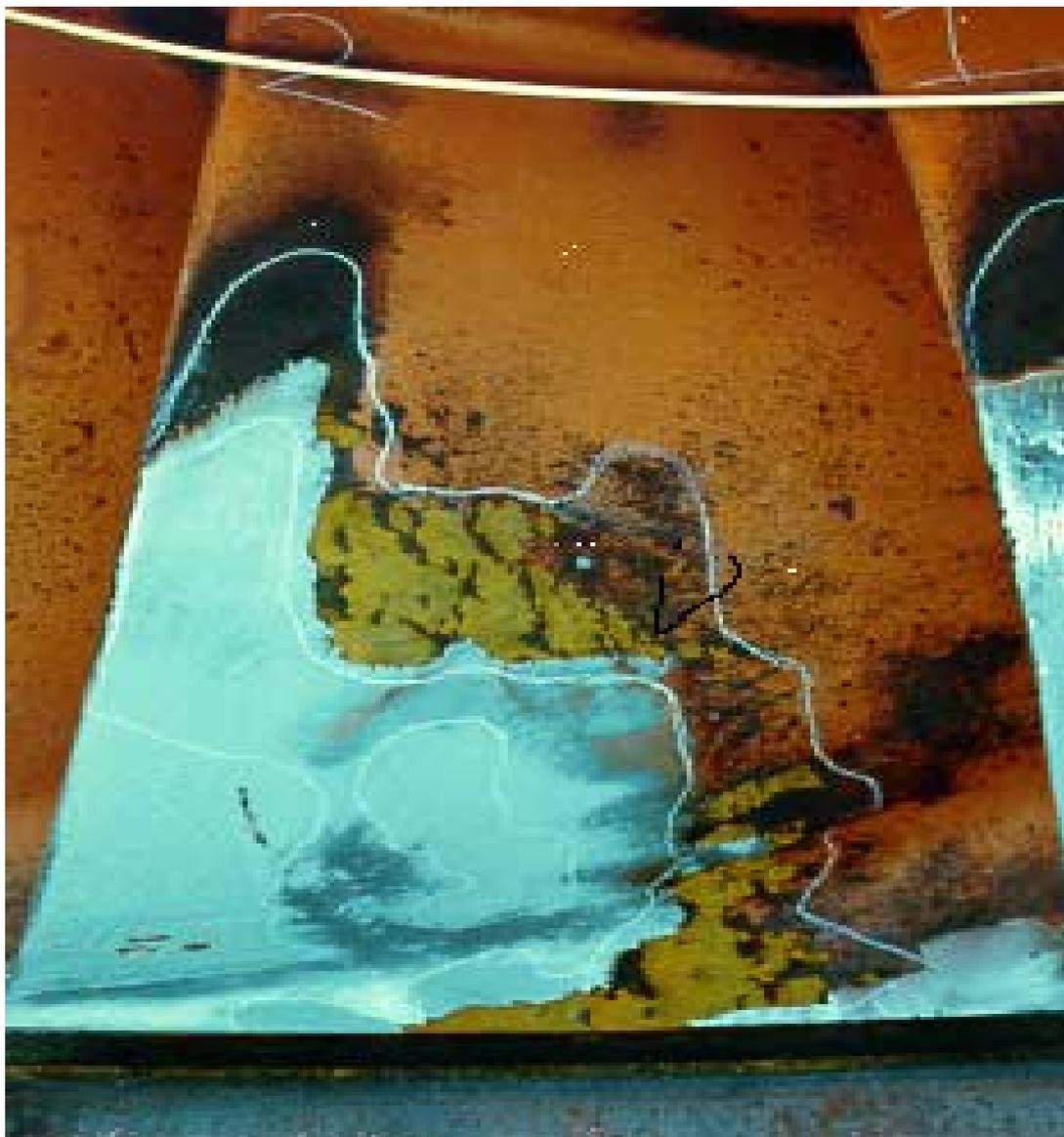
6.3.4.4 Érosion de cavitation

6.3.4.4.1 Cavitation dans les turbines à réaction

Les conceptions de roues récentes exigent un moins grand enfoncement que les anciennes pour assurer un fonctionnement exempt d'érosion de cavitation pour un coefficient de débit donné. Cela est dû à une meilleure distribution des pressions dans la roue, ce qui est rendu possible par l'utilisation des outils de conception et d'essais modernes (analyses d'écoulement CFD et essais sur modèle réduit). Le coefficient de Thoma est une donnée fixe dans une centrale existante à moins de changements dans les conditions hydrauliques ou des améliorations dans le canal de fuite lors de la réhabilitation. La marge de sécurité offerte par les nouvelles conceptions peut alors être utilisée pour permettre d'augmenter la puissance maximale disponible à pleine ouverture (plus grand coefficient de débit). Pour autant que le débit additionnel soit concerné, s'il n'y a pas d'amélioration de faite au canal de fuite, il en résultera une augmentation du niveau d'eau aval au débit maximal et une augmentation du sigma de la centrale. De plus, l'énergie hydraulique massique (chute nette) disponible à la turbine s'en trouvera réduite.

Il y a plusieurs types d'érosion de cavitation bien caractéristiques dans les roues des turbines Francis et des turbines à réaction à écoulement axial. La première est «la cavitation d'entrée»

autant sur l'intrados que sur l'extrados des aubes. Elle peut être causée à la fois par un mauvais profil théorique d'entrée, par une mauvaise distribution de l'écoulement dans la roue ou par de grandes variations dans l'énergie hydraulique massique d'exploitation ou du débit. Les manufacturiers ont appris à mieux maîtriser ces aspects dans les conceptions postérieures aux années 1990, mais cela peut encore se produire. La seconde est la cavitation de sortie comme montré à la Figure 8, qui peut être causée par une mauvaise répartition de l'écoulement, donnant lieu à des vitesses locales élevées ou par des erreurs locales de profil dans une zone de basse pression. Cette dernière ne survient presque exclusivement que pour des conditions d'exploitation à forte charge sous enfoncement aval marginal (faible coefficient de Thoma). Il est intéressant de noter dans la Figure 8, d'une part, l'érosion due à la cavitation dans la région du rechargement en acier inoxydable et, d'autre part, l'érosion par corrosion en amont de la zone du rechargement. Les turbines Kaplan et les turbines à écoulement axial de type hélice peuvent, en plus, avoir de l'érosion de cavitation sur l'extrados à la périphérie des pales et sur la partie adjacente du manteau de roue causée par de la cavitation se produisant dans le jeu en bout de pale. Celle-ci dépend de la conception et est fonction du différentiel de pression entre le côté haute pression et le côté basse pression de la pale à la périphérie, à l'épaisseur des pales et au jeu radial entre la pale et le manteau. On utilise quelquefois des lèvres anti-cavitation pour régler ce problème mais, si elles sont mal conçues ou mal construites, elles peuvent aussi être une cause d'érosion.

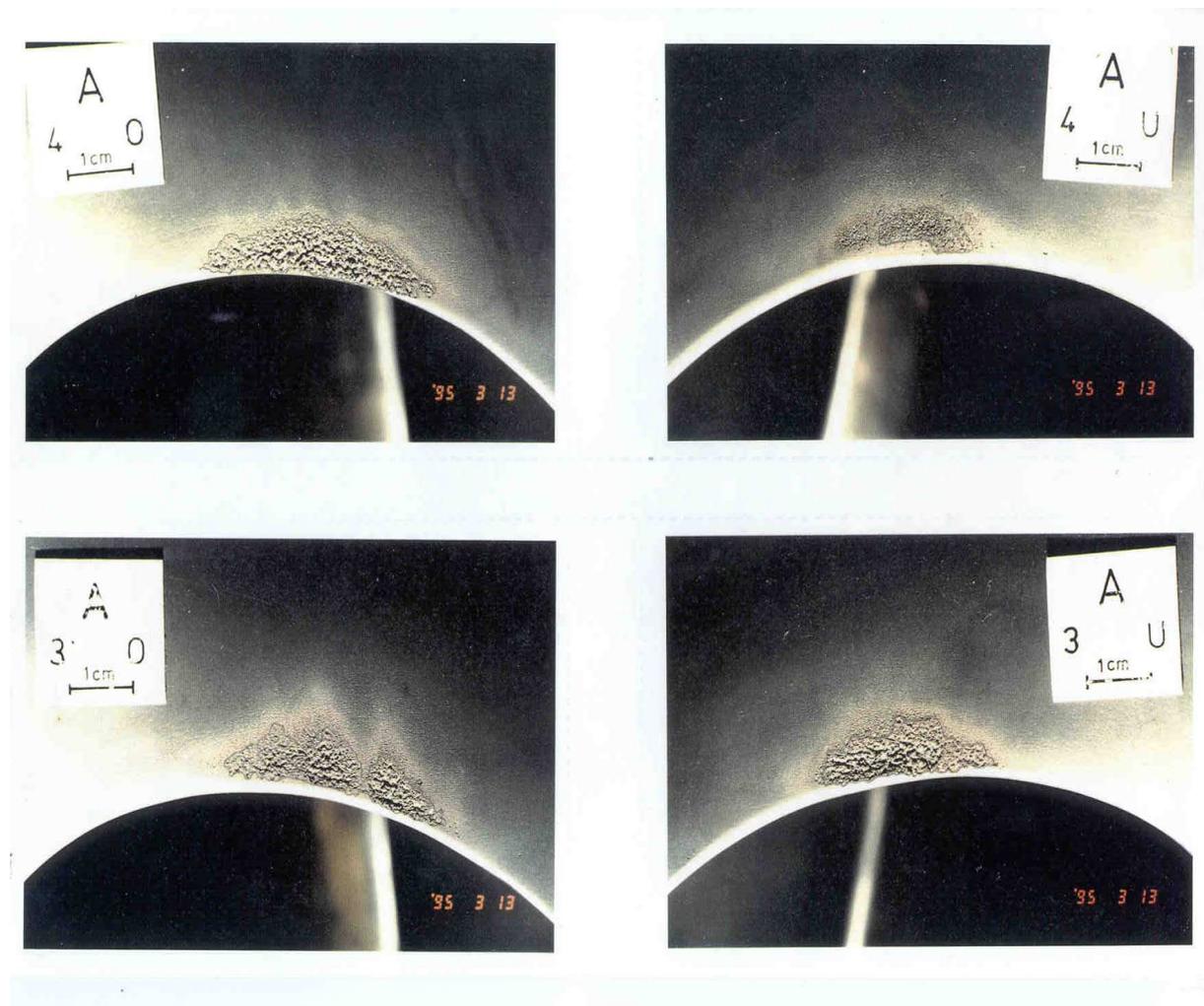


IEC 1991/07

Figure 8 – Érosion de cavitation et de corrosion dans une roue Francis

6.3.4.4.2 Cavitation dans les turbines Pelton

Les bords d'entrée des augets sont souvent endommagés par de l'érosion de cavitation ou par impact de gouttelettes. La Figure 9 en montre un exemple.



IEC 1992/07

Figure 9 – Érosion de la face extérieure à l'entrée d'un auget de roue Pelton

Il y a deux raisons à ce dommage:

- une basse pression à l'arrière de l'auget lorsque le profil de l'entrée n'est pas adéquat;
- des gouttes qui tombent de l'auget à basse vitesse au moment où le jet de l'injecteur suivant arrive à haute vitesse; ces gouttes sont projetées sur la roue avec une force assez grande pour causer de l'érosion. On retrouve souvent ce genre de dommages dans les turbines multi-jets pour lesquelles l'intervalle de temps entre deux jets est trop court pour que les gouttes aient le temps de s'échapper de l'auget.

La réparation se fait par un soudage suivi d'un reprofilage et d'un polissage soignés.

6.3.4.4.3 Cavitation dans les pompes-turbines

Le risque d'érosion due à la cavitation dans les pompes-turbines est très similaire à celui des turbines à réaction classiques. Cependant, comme les profils d'entrée et de sortie des aubes de la roue sont un compromis entre l'optimum requis en mode pompe et celui requis en mode turbine, il y a un plus grand risque d'érosion par cavitation sur les aubes d'une roue de pompe-turbines.

L'érosion typique d'entrée en mode turbine est illustré à la Figure 10. C'est particulièrement vrai pour une installation avec une grande plage d'énergie hydraulique massive d'exploitation et pour laquelle la demande en mode turbine s'étend sur une grande plage de charge. L'érosion à l'intrados, en aval du bord d'attaque des aubes, est typique des groupes qui doivent opérer pendant de longues périodes de temps en mode turbine à marche à vide ou à de très basses charges. L'érosion du côté basse pression en aval de l'arête d'entrée en mode turbine est typique des groupes devant fonctionner pendant de longues périodes à très fortes charges. En mode pompe, le risque d'érosion due à la cavitation sur l'extrados des aubes à l'entrée augmente au fur et à mesure que le niveau aval diminue.



IEC 1993/07

Figure 10 – Érosion de cavitation sur le bord d'attaque d'une aube de pompe-turbine Francis causée par une exploitation à très faible charge pendant de longues périodes

6.3.4.4.4 Moyens pour réduire l'érosion de cavitation dans les machines hydrauliques existantes

Les conceptions de roues modernes sont souvent basées sur des matériaux à haute résistance en acier inoxydable qui ont aussi une plus grande résistance à l'érosion par cavitation que les matériaux traditionnels qui étaient typiquement la fonte, le bronze ou l'acier doux. Les roues modernes sont généralement construites par assemblage et soudage de pièces séparées usinées sur des machines à commande numérique, ceinture, aubes et plafond, alors que les anciennes roues, disons avant les années 1975, étaient la plupart du temps coulées d'une seule pièce ou construites en plusieurs pièces assemblées par soudage mais meulées à la main. L'approche moderne permet un meilleur respect de l'homologie entre le profil théorique, le modèle et le prototype et par conséquent garantit une meilleure prédiction des performances en cavitation. Toutefois, les petites roues peuvent encore être coulées d'une seule pièce. L'homologie entre le modèle et le prototype de ces roues peut encore être respectée pour autant que l'on ait affaire à une fonderie qualifiée. Ces fonderies ont développé au cours des ans des techniques qui donnent un niveau de précision acceptable pour les petits groupes. Évidemment, dans ces cas, une finition manuelle soignée est de rigueur.

Les roues de conception moderne, malgré toutes leurs qualités ayant trait à l'absence d'érosion de cavitation de par leur conception et de par le choix de matériaux plus résistants à l'érosion de cavitation, doivent néanmoins être exploitées à l'intérieur des limites d'énergie hydraulique massique (chute), de puissance et d'enfoncement pour lesquelles elles ont été conçues. Le défaut de respect des conditions contractuelles peut exposer la nouvelle roue à une érosion de cavitation qui peut être évitée et qui pourrait annuler la garantie du manufacturier. La clé d'une bonne longévité de la roue tient dans l'imposition et le respect de règles d'exploitation strictes, dans des inspections régulières et, au moment opportun, dans une réparation contrôlée et soignée par soudage et meulage de tout dommage dû à la cavitation. Les réparations des dommages dus à l'érosion de cavitation doivent se faire avec des électrodes résistantes à l'érosion et en utilisant des gabarits pour maintenir ou rétablir le profil hydraulique des aubes.

Comme indiqué dans l'Article 8, il est recommandé d'utiliser la CEI 60609 comme référence pour établir les termes contractuels de garantie de performance concernant l'érosion de cavitation. La roue ne doit pas être le seul composant couvert dans les garanties concernant l'érosion de cavitation. Les pièces attenantes comme le distributeur, la ceinture de sortie et le blindage de l'aspirateur doivent aussi être incluses dans la garantie.

6.3.4.4.5 Expérience avec les matériaux de recouvrement spéciaux

On devrait considérer l'utilisation de matériaux de recouvrement spéciaux avec une forte résistance à l'érosion lorsque les essais sur modèle ont démontré qu'une partie de la roue sera soumise à la cavitation dans la zone d'exploitation ou même légèrement au-delà et que le manufacturier ne peut pas éliminer cette cavitation par une amélioration de la conception de la roue dans les limites des échéances contractuelles. Une autre circonstance exigeant l'utilisation d'électrodes à souder à forte résistance à la cavitation est lorsque le nouveau prototype présente des dommages inattendus et récurrents dus à la cavitation. L'application de ces matériaux demande des procédures de soudage spéciales et bien contrôlées.

6.3.4.5 Érosion par particules en suspension

6.3.4.5.1 Pièces exposées

L'écoulement dans la turbine d'une eau contenant des sédiments en suspension peut causer de l'érosion sur les composants du conduit hydraulique exposés aux grandes vitesses. Une érosion sévère (voir Figure 11) peut amener des pertes de production substantielles dues à un fréquent besoin de réparer par soudage ou de remplacer des composants. Les paramètres clés régissant la sévérité des dommages dus à l'érosion sont la concentration des sédiments dans l'eau, leur masse volumique, leur dureté et la forme des particules de même que la vitesse de l'écoulement. Pour ce qui est du paramètre vitesse de l'écoulement, la turbine se divise en deux régions sujettes à des niveaux d'érosion différents: les composants exposés à de faibles vitesses d'écoulement comme la bêche spirale et le blindage de l'aspirateur et ceux exposés à de grandes vitesses ou à des changements de direction brusques de l'écoulement comme l'avant-distributeur (particulièrement les avant-directrices), les directrices, le flasque supérieur, le flasque inférieur, le manteau de roue, la roue et les anneaux mobiles des joints d'étanchéité de la roue (labyrinthes mobiles). Typiquement, pour une turbine Francis, l'érosion la plus sévère se produit dans la roue, sur les anneaux mobiles des joints d'étanchéité de la roue (labyrinthes), sur l'extrémité du corps des directrices (la surface près des flasques inférieur et supérieur), sur le flasque supérieur et le flasque inférieur, (particulièrement sur les anneaux fixes des joints d'étanchéité de la roue).



IEC 1994/07

Figure 11 – Dommages sévères dus à l'érosion par particules en suspension dans une roue Francis

6.3.4.5.2 Causes et effets de l'érosion par particules en suspension

L'érosion par particules en suspension est fonction des paramètres suivants.

- Une augmentation de la taille des particules conduit à une augmentation correspondante du taux d'érosion jusqu'à une certaine taille au delà de laquelle le taux d'usure se stabilise. Pour des vitesses de 130 m/s et moins par contre, la taille des particules semble n'avoir que peu ou pas d'impact. C'est le cas de tous les composants de toutes les turbines à réaction et des pompes turbines.
- La dureté relative des particules et du matériau de base affecte le taux d'érosion. Une particule dont la dureté est semblable ou supérieure à la dureté du matériau de base engendrera un taux d'érosion élevé. Inversement, lorsque la dureté du matériau de base est plus élevée que celle des particules, le taux d'érosion est bas.
- La forme des particules a un impact important sur le taux d'érosion. Les particules anguleuses avec des bords tranchants sont les pires.
- Le taux d'érosion croît selon une tendance de courbe en puissance avec la vitesse d'impact et la valeur de l'exposant est fonction de l'élasticité du matériau de base. Un matériau avec un module d'élasticité élevé comme l'acier a un exposant plus haut qu'un matériau ayant un module d'élasticité plus bas comme le caoutchouc.
- L'angle d'impact a une grande influence sur le type d'érosion. Une particule avec des bords coupants et un angle d'impact faible coupera littéralement le matériau de base. Un angle d'impact élevé amène une détérioration par fatigue du matériau de base dans lequel les morceaux sont arrachés sous un effet de martelage.
- La concentration et la distribution des particules ont aussi un impact important sur le taux d'érosion.

On peut observer les deux types d'érosion (coupe et fatigue sous impact) sur les composants. Par exemple, l'usure par érosion des surfaces contiguës entre les directrices et les flasques

inférieur et supérieur est le résultat d'une érosion de type « coupe » à cause des grandes vitesses et des angles d'impact faibles lorsque les directrices sont fermées ou légèrement ouvertes. Cette usure réduit les performances de la turbine et les jeux plus grands entre ces composants engendrera un couple plus élevé sur la roue durant les manœuvres de fermeture. L'érosion de type « fatigue sous impact » se manifeste sur les bords d'attaque des aubes de la roue, des directrices ou des avant-directrices. Quel que soit le type, l'érosion diminue l'intégrité structurale des composants par arrachement de matière, altère le profil du composant et réduit les performances hydrauliques de la machine. Dans le cas de la roue, l'augmentation du jeu dans les labyrinthes engendre une augmentation des fuites par les joints ce qui contribue aussi à une diminution des performances de la turbine. Une augmentation des jeux dans les joints peut aussi engendrer des poussées hydrauliques plus grandes. L'érosion due aux particules en suspension et l'érosion par cavitation ont un effet aggravant l'un sur l'autre. Les dommages dus à l'érosion de cavitation augmentent les vortex accélérant ainsi les dommages dus à l'érosion.

6.3.4.5.3 Expérience avec les méthodes utilisées pour réduire l'érosion par particules en suspension

La première ligne de défense contre l'érosion par particules en suspension est de réduire la concentration de particules entrant dans la turbine en les laissant se décanter dans le réservoir amont ou dans des bassins de décantation. Une purge efficace de matériaux décanter est essentielle à l'efficacité de cette méthode. Par contre, là où le réservoir est utilisé pour la décantation, sa capacité d'emmagasinage sera éventuellement réduite. Certains sites se prêtent bien à l'installation de trappes à sédiments pourvus de dispositifs de purge.

Afin de réduire le taux d'érosion, lorsque le taux de particules en suspension dans l'eau est élevé, on doit s'assurer d'exploiter la turbine à son point de rendement maximal ou près de celui-ci. L'écoulement est alors optimal pour la puissance correspondante ce qui réduit les vitesses d'écoulement secondaires sur les composants et assure des angles d'écoulement optimaux sur les composants du distributeur et sur les aubes des roues réduisant ainsi les angles d'impact des particules. On doit aussi éviter de fermer les turbines sans fermer les vannes de garde ou sans vidanger les conduites forcées afin de ne pas exposer l'ensemble du distributeur aux hautes vitesses entre les surfaces contiguës des directrices et des flasques inférieur et supérieur lorsqu'il est fermé.

Pour les composants comme la bêche spirale et le blindage d'aspirateur, qui sont exposés à de basses vitesses d'écoulement, il est important d'entretenir le système de revêtement. L'utilisation de revêtements élastiques résistants comme les systèmes époxydiques et ceux à base de polyuréthanes est recommandée car il y a très peu d'énergie destructrice relâchée durant l'impact et que la surface est assez élastique pour absorber de légères déformations sans dommage.

De la description des mécanismes d'érosion par particules en suspension, découlent trois approches de base pour en réduire les effets sur les composants exposés à de très hautes vitesses d'écoulement comme le distributeur et la roue. Ces approches sont les suivantes:

- a) faire la conception de façon à réduire les vitesses dans les régions critiques;
- b) utiliser les matériaux les plus durs possible pour les composants critiques;
- c) utiliser des matériaux de surfacage très durs dans les régions critiques.

Une combinaison de a) et de b) est réalisable pour toute nouvelle machine hydraulique mais à un degré moindre lors d'une réhabilitation majeure. Une fois la vitesse et la géométrie de la machine fixée, il y a moins de possibilités de modifier la conception pour minimiser l'érosion. Dans le cas d'un remplacement de roue, la conception de la roue devrait tenir compte de tous les paramètres régissant l'érosion par particules en suspension: la vitesse de l'écoulement, les changements de direction de l'écoulement, l'élimination des vortex locaux, l'élimination de la cavitation, la sélection du matériau pour la roue et les détails de conception. Dans cette dernière catégorie on retrouve, par exemple, des labyrinthes avec des anneaux d'usure fixes à segments sur les flasques inférieur et supérieur qui peuvent être remplacés sans avoir besoin de démonter la machine.

Si la turbine doit demeurer en pression à l'arrêt, on pourrait envisager des joints actifs en acier inoxydable applicables mécaniquement sur les faces d'extrémité des directrices en position fermée. Les directrices pourraient avoir des extrémités remplaçables en acier oxydable. On devrait éviter de placer des têtes de boulons dans le passage hydraulique créant des discontinuités pour l'écoulement car ils produiront des vortex et des écoulements secondaires qui augmentent le taux d'érosion.

Il se fait de la recherche continue pour évaluer et appliquer de nouveaux matériaux dans les conditions de service à haut risque d'érosion. La meilleure chose à faire de la part du propriétaire pour réduire l'impact de ce problème est de s'assurer que les caractéristiques de l'eau et des particules en suspension sont bien décrites dans le cahier des charges. De plus, les documents d'appel d'offres devraient demander clairement au soumissionnaire de décrire dans son offre les moyens qu'il entend prendre pour faire face à ce problème.

Les composants qui sont exposés à des vitesses d'écoulement élevées, comme l'avant-distributeur, les flasques inférieur et supérieur, les directrices et la roue, peuvent être plaquées ou construites en acier inoxydable martensitique de type ASTM A240 grade 405, 410, ou 415 ou ASTM A 743 grade CA-6NM qui ont une assez bonne résistance à l'érosion par les particules.

Lorsque le contenu en particules en suspension est très grand, on peut considérer l'utilisation de revêtements. Ce guide ne recommande aucun revêtement spécifique car beaucoup en sont au stade expérimental et n'ont obtenu que des degrés de succès variables. Les divers revêtements possibles sont la céramique, les métaux très durs ou les polyuréthanes. Le coût de ces revêtements doit être soigneusement évalué par rapport aux gains potentiels découlant d'une réduction des temps d'arrêt pour réparation. Même avec des revêtements spéciaux, certains composants de turbine exigeront toujours un reconditionnement ou un remplacement fréquents lorsque les conditions d'utilisation sont sévères.

L'utilisation de matériaux de surfacage très durs comme les céramiques est relativement répandue lorsque les particules sont de petites dimensions et là où il est clair que le revêtement choisi est plus dur que les particules en suspension. Les revêtements résistants à l'érosion par particules ne sont pas très performants lorsqu'ils sont soumis à une érosion par cavitation, ni lorsque les particules sont grosses, comme des morceaux de roc entraîné dans l'écoulement (charges d'impact élevées). Les conceptions modernes sans ou presque sans cavitation ouvrent de nouvelles perspectives pour l'utilisation des matériaux de surfacage pour une résistance accrue à l'érosion par particules.

L'application en atelier de matériaux de surfacage de grande dureté est relativement simple quoique assez coûteuse. Une application réussie dans des conditions de chantier est beaucoup plus difficile et certains diraient même impossible. Il est donc sage d'attendre une réhabilitation en atelier lorsque l'on envisage l'utilisation des matériaux de surfacage de grande dureté.

6.3.4.6 Stabilité hydraulique

6.3.4.6.1 Généralité

Ces phénomènes se divisent en trois grandes catégories, soit:

- la résonance induite par les vortex de Von Karman;
- les interactions roue/distributeur;
- les pulsations hydrauliques avec ou sans résonance et avec ou sans fluctuations de puissance/fréquence.

6.3.4.6.2 Résonance induite par les vortex de Von Karman

La résonance induite par les vortex de Von Karman provient de trois sources courantes: les vortex produits par les avant-directrices, les vortex produits par les directrices et les vortex produits par les aubes de roue. La fréquence et l'intensité de ces vortex sont fonction du débit (vitesse), de l'épaisseur et de la forme du composant. Ainsi, si un projet de réhabilitation implique une augmentation du débit maximal, cela pourrait engendrer un phénomène de résonance là où il n'en existait pas auparavant.

Les premiers, provenant des avant-directrices, ont souvent une fréquence assez basse pour entrer en résonance avec un des modes de vibration des avant-directrices elles-mêmes. Cela peut amener, particulièrement pour les turbines de basse chute, la fissuration des avant-directrices à la jonction avec les anneaux supérieur et inférieur. Les fréquences impliquées peuvent être dans le domaine de peu à faiblement audibles (c'est-à-dire de quelques Hz à 50 Hz). La modification de la forme de l'arête de sortie de l'avant-directrice est la solution habituelle à ce problème potentiel.

Les seconds, provenant des directrices, sont beaucoup moins fréquents parce que, normalement, l'épaisseur des bords de fuite des directrices compte tenu de la vitesse de l'écoulement à cet endroit les rend moins susceptibles de se former. S'ils apparaissent, ils seraient eux aussi, pour des machines de moyennes et de grandes dimensions, dans le domaine du faiblement audible (c'est-à-dire de 20 Hz à 100 Hz). La solution, si le problème se manifeste, est la même que pour les avant-directrices.

La troisième source de vortex de Von Karman est l'arête de sortie des aubes de roue. A cet endroit, les vitesses de sortie dans une turbine à réaction (roue à écoulement axial ou de type Francis) sont les plus grandes vitesses atteintes dans la turbine et les fréquences générées peuvent être voisines des fréquences naturelles dans l'eau des aubes de roue elles-mêmes. Les roues de turbine ont un grand nombre de modes vibratoires et il y a une grande différence entre les fréquences qui peuvent être calculées par éléments finis ou mesurées dans l'air et celles qui sont mesurées dans l'eau. Par conséquent, il est difficile avec les outils de calcul actuels de prédire si un phénomène de résonance peut se produire ou non. Les outils pour évaluer les fréquences naturelles des roues dans l'eau s'améliorent constamment. Nous recommandons donc d'exiger contractuellement du manufacturier qu'il calcule les fréquences forcées qui peuvent potentiellement exciter la roue et d'estimer les fréquences naturelles dans l'eau de la roue proposée. Il devrait être exigé d'éviter les combinaisons d'épaisseur et de forme des aubes, du plafond et de la ceinture qui exposent la nouvelle conception de roue à des problèmes de résonance ou de vibration forcée.

Il doit être souligné, que dans les nouvelles roues fabriquées avec des matériaux de haute résistance, l'épaisseur des aubes près du bord de fuite tend à être beaucoup plus faible que dans les anciennes roues qu'elles remplacent, ce qui a tendance à augmenter les fréquences d'excitation générées par les vortex. D'un autre côté, la fréquence naturelle fondamentale de même que les harmoniques d'une aube plus mince sont plus basses, ce qui accroît la possibilité de vibration par résonance. Les fréquences induites dans la roue sont du domaine du faiblement audible à moyennement audible (c'est-à-dire 50 Hz à 1 000 Hz). Le bon côté avec ce genre de problème de «performance» est que ces mécanismes sont facilement identifiables et les manufacturiers expérimentés sont capables de corriger le problème par une modification sur place de la forme des bords de fuite. C'est un problème qui peut se corriger à la mise en service et ne devrait pas affecter la performance à long terme du groupe réhabilité.

6.3.4.6.3 Interaction roue/distributeur

Comparée aux problèmes de vibration forcée, la solution aux problèmes d'interaction roue/distributeur n'est pas si simple car ceux-ci sont fonction du nombre de directrices, du nombre d'aubes et de l'interaction entre les deux. Ce problème potentiel est plus commun dans les turbines Francis de moyenne à grande énergie hydraulique massive (chute), pour lesquelles il y a très peu d'espace entre le bord de fuite des directrices et le bord d'entrée des aubes de la roue. Il est important que le fabricant puisse démontrer que la conception qu'il propose est basée sur une solide expérience avec des machines géométriquement similaires qui fonctionnent bien ou que toute nouvelle configuration a été analysée avec les outils les plus sophistiqués sur le marché et que la nouvelle conception s'avère fiable et sécuritaire. Ce genre de problème est réputé nécessiter des modifications importantes ou, purement et simplement, la fourniture de nouvelles roues.

6.3.4.6.4 Fluctuations de pression hydrauliques

Les fluctuations de pression hydraulique dans l'aspirateur d'une turbine Francis, et à vrai dire, dans l'aspirateur de toute turbine à réaction, sont une caractéristique normale d'un fonctionnement en dehors du point optimum (point sommet). Depuis les tout débuts de la technologie, dans la dernière moitié du 19^e siècle, les concepteurs et les fabricants ont essayé de minimiser les écoulements secondaires dans et à la sortie de la roue pour élargir le domaine de fonctionnement possible en ce qui concerne la zone de meilleur rendement. Ils n'ont pas encore réussi, en 2006, à éliminer la possibilité que les fluctuations induites par la roue entrent en résonance avec l'ensemble du système hydraulique. Cet aspect de la conception hydraulique se complique encore plus du fait que la possibilité de résonance ne peut pas être déterminée par des essais sur modèle, même si on modélisait l'ensemble du système hydraulique.

Le comité TC 4 de la CEI travaille depuis plus de 50 ans à établir des critères pour pouvoir juger de l'acceptabilité des fluctuations de pression hydrauliques. A ce jour, il n'a réussi qu'à définir comment mesurer les fluctuations de pression dues à la conception de la roue. (CEI 60994).

Les analyses pour déterminer les fréquences possibles de résonance doivent prendre en compte l'ensemble du conduit hydraulique, « de surface libre à surface libre », à partir de la structure de la prise d'eau en passant par la galerie d'amenée, les conduites forcées, la cheminée d'équilibre, le répartiteur, la turbine, l'aspirateur et la galerie de fuite selon ce qui est applicable à chaque site. Les fréquences d'excitation venant de la roue dépendent de la conception et du débit et se situent généralement dans une zone qui va de 25 % à 100 % de la fréquence de rotation de la roue. L'exploitation à faible charge génère normalement les fréquences d'excitation les plus basses, dans l'aspirateur, alors que les fortes charges génèrent les fréquences les plus hautes. Dans les systèmes hydrauliques complexes cette grande gamme de fréquences d'excitation rend difficile de prévoir, par calcul, toutes les possibilités de résonance. Lorsqu'une réhabilitation implique une augmentation du débit turbiné maximal, il existe la possibilité que la gamme des fréquences d'excitation change et qu'une condition de résonance qui n'existait pas avant apparaisse.

La solution la plus fréquente à un problème de résonance hydraulique consiste à modifier la fréquence naturelle de l'aspirateur de la turbine par admission ou injection d'air. Cela agit de deux façons. D'abord, la forme et la fréquence de précession de la torche de l'aspirateur (la fréquence d'excitation) changent lorsqu'on y injecte de l'air et, deuxièmement, la fréquence de résonance de l'ensemble de l'aspirateur se trouve modifiée par le changement dans la célérité de l'onde de l'écoulement ainsi transformé en un écoulement à deux phases (air/eau). Il faut cependant faire attention en stabilisant une turbine de cette façon car, dans un système hydraulique complexe, il est aussi facile de provoquer une résonance que de l'éliminer en admettant de l'air. L'autre facteur important à considérer est que lorsque la quantité d'air admis ou injecté excède 1 % à 1,5 % du débit turbiné (à la pression et température standard), cela peut avoir un effet néfaste mesurable sur le rendement de la turbine, particulièrement dans la zone de rendement optimal. Il est donc important de ne pas admettre ou injecter d'air dans la zone normale d'ouverture des directrices si ce n'est pas indispensable pour corriger un problème de résonance. L'admission ou l'injection d'air dans l'aspirateur, à charge partielle ou en sur-ouverture, peut par contre être légèrement bénéfique pour le rendement de la turbine.

Il est à noter que s'il est nécessaire d'injecter de l'air dans une turbine Francis profondément enfoncée et particulièrement dans une pompe-turbine dont l'enfoncement de la roue est fixé par les exigences du mode pompe, il sera probablement requis de le faire à partir d'une source d'air comprimé. Le point de pression statique minimale dans l'aspirateur peut être supérieur à la pression atmosphérique.

Plusieurs types de redresseurs d'écoulement dans l'aspirateur ont été essayés avec plus ou moins de succès. Leur plus grand inconvénient est, que dans les faits, ils ne peuvent être optimums que pour une gamme étroite de débits et qu'ils sont une entrave au rendement à tous les autres points de fonctionnement.

6.3.4.6.5 Oscillation puissance/fréquence

Des oscillations de puissance ou de fréquence peuvent survenir aux fréquences générées par les fluctuations de pression dans l'aspirateur si ces dernières sont en résonance avec le système hydraulique. L'effet des fluctuations dans l'aspirateur sur la pression statique en amont du distributeur de la turbine (fluctuations dans la bêche spirale) peut provoquer des fluctuations du débit qui ont une influence directe sur la puissance. Ces situations ont plus de chance de se produire avec le genre de surpressions dans l'aspirateur qui se produisent à forte charge et on peut généralement les éliminer en réduisant les fluctuations de pression tel que discuté précédemment.

Les fluctuations de puissance/fréquence à basse fréquence peuvent être occasionnées par de mauvais paramètres de réglage du régulateur de vitesse. Dans une centrale où il est prévu d'augmenter le débit maximum, le temps de lancer de l'eau de tout le système va augmenter. Si aucun changement n'est apporté à l'inertie du groupe, les paramètres de réglage du régulateur devront être revus pour s'assurer d'un réglage adéquat sous toutes les conditions d'exploitation possible de la centrale (isolée ou toujours connectée au réseau). Il faut aussi vérifier les transitoires (surpression et survitesse). Une augmentation du débit maximal demande généralement que le taux maximal de fermeture des directrices soit réduit pour éviter de dépasser les pressions de conception de la bêche et des conduites forcées. Il en résultera une augmentation de la survitesse transitoire lors d'un rejet de charge à pleine charge. On doit s'assurer que ce cas demeure à l'intérieur des limites de sécurité et en accord avec les dispositifs de protection pour la survitesse et l'emballement. Cela ne pose généralement pas de problème pour les pièces tournantes elles-mêmes qui sont normalement conçues pour l'emballement maximal, mais c'est un aspect qui doit être évalué et confirmé.

6.4 Évaluation de l'équipement connexe

6.4.1 Généralités

Lorsqu'on entreprend de réhabiliter une turbine il est nécessaire de connaître l'impact de cette réhabilitation sur l'ensemble de l'équipement et des structures de la centrale.

On peut distinguer deux catégories d'équipements impliqués dans une réhabilitation:

- l'équipement connexe, directement affecté par la réhabilitation de la turbine, comme : l'alternateur, le régulateur de vitesse, le système d'huile pressurisée, les soupapes de sécurité, la vanne de prise d'eau, la vanne de garde de la turbine, la conduite forcée, la cheminée d'équilibre, la chambre d'équilibre, la conduite d'amenée, le canal de fuite;
- l'équipement requis pour l'entretien et pour la réfection éventuelle du groupe et des autres équipements comme les ponts roulants et leurs chemins de roulement, les équipements et outils pour le démontage et le remontage.

L'impact de la réhabilitation de la turbine sur les équipements connexes doit être déterminé en évaluant différents aspects comme

- le mode d'exploitation (par exemple: l'augmentation du nombre d'arrêts/départs par jour pourrait exiger des améliorations au palier de butée et au système de freinage);
- les phénomènes transitoires lors des rejets de charge (survitesse et surpression), surtout

si une augmentation de puissance est à prévoir;

- la capacité du régulateur de vitesse;
- l'augmentation de la poussée axiale due à une nouvelle conception de roue (peut demander des changements au système de refroidissement du palier de butée);
- la vitesse d'emballement de la nouvelle roue (contraintes dans les parties tournantes et influence sur les vitesses critiques);
- le risque d'apparition de nouvelles pulsations hydrauliques néfastes dues à la nouvelle conception de roue, principalement pour les turbines Francis et les pompes turbines. (Pour les procédés d'essais, voir CEI 60994);
- un changement dans le niveau aval suite à l'accroissement du débit maximal de la turbine, ce qui affecte à la fois l'énergie hydraulique massique disponible et le calage de la turbine pour l'aspect cavitation;
- l'impact de l'accroissement du débit maximal de la turbine sur l'énergie hydraulique massique (pertes plus grandes dans les conduites, dans la galerie d'amenée et dans le canal de fuite);
- la capacité de la soupape de sécurité requise pour limiter l'augmentation de pression et de vitesse durant un rejet de charge (si applicable);
- la capacité de la vanne de garde de la turbine et de son mécanisme d'entraînement.

Il est hautement probable que l'équipement connexe nécessitera une réhabilitation à un degré similaire à celui de la turbine elle-même. L'évaluation de l'équipement connexe n'est pas discutée en détail dans ce guide, cependant on traitera certains sujets en rapport avec les impacts directs d'une nouvelle roue et du changement possible du mode d'exploitation de la centrale.

On trouvera dans les tableaux suivants, sous forme d'une liste de pointage, pour chaque composant, les points à regarder lors de l'évaluation des composants connexes. Ils sont regroupés sous trois titres: "les points à regarder"; "les causes ou les raisons potentielles" et les "actions possibles".

Les tableaux se présentent comme suit:

- Le régulateur de vitesse (Tableau 28);
- L'alternateur (Tableau 29);
- La conduite forcée et les vannes de garde (Tableau 30);
- Les ouvrages civils (Tableau 31);
- Le pont roulant et l'équipement de montage (Tableau 32);

Les sections qui suivent les tableaux présentent plus en détail les points les plus importants pour l'évaluation de l'équipement connexe.

**Tableau 28 – Évaluation de l'équipement connexe –
Régulateur de vitesse**

Points à regarder	Causes ou raisons possibles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Capacité	<input type="checkbox"/> Augmentation de la course des servomoteurs pour les directrices ou le pointeau <input type="checkbox"/> Augmentation de la puissance de réglage à cause d'une augmentation de débit turbiné <input type="checkbox"/> Modification de la loi de fermeture découlant d'une nouvelle course, d'un nouveau profil ou d'un nouveau temps de fermeture des directrices	<input type="checkbox"/> Remplacement ou modification des servomoteurs <input type="checkbox"/> Modifications du groupe de pompage et des réservoirs oléopneumatiques <input type="checkbox"/> Remplacement ou ajustement de la valve de distribution <input type="checkbox"/> Modification des paramètres de réglage de base ou d'asservissement du régulateur
<input type="checkbox"/> Fonction	<input type="checkbox"/> Mode de fonctionnement différent comme contrôle direct de puissance/fréquence à partir d'une commande du système de conduite du réseau. <input type="checkbox"/> Modification de la commande demandée par les opérateurs du réseau <input type="checkbox"/> Automatisation pour commande à distance <input type="checkbox"/> Exploitation en réseau isolé ou en mode îloté pour l'alimentation locale <input type="checkbox"/> Changement de l'inertie mécanique ou hydraulique requis pour une régulation stable	<input type="checkbox"/> Reprogrammation du régulateur <input type="checkbox"/> Remplacement du régulateur c'est-à-dire de la partie mécanique par un module électronique ou un automate programmable (PLC) <input type="checkbox"/> Intégration de la fonction de régulation dans l'équipement de conduite automatisé de la centrale <input type="checkbox"/> Installation d'une charge électrique artificielle pour garantir une charge minimale afin d'améliorer la régulation. <input type="checkbox"/> Addition d'un volant d'inertie ou l'équivalent. <input type="checkbox"/> Réduction de la vitesse dans les conduites forcées en remplaçant les conduites en tout ou en partie.

**Tableau 29 – Évaluation de l'équipement connexe –
Alternateur et palier de butée**

Points à regarder	Causes ou raisons possibles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Augmentation de puissance	<input type="checkbox"/> Augmentation du débit turbiné	<input type="checkbox"/> Vérification des éléments de transmission du couple <input type="checkbox"/> Modification ou remplacement des éléments de transmission du couple <input type="checkbox"/> Vérification de la capacité des enroulements statoriques <input type="checkbox"/> Rebobinage du stator de l'alternateur <input type="checkbox"/> Réhabilitation du système d'excitation de l'alternateur <input type="checkbox"/> Vérification du système de refroidissement de l'alternateur <input type="checkbox"/> Modification des refroidisseurs d'air <input type="checkbox"/> Augmentation du débit d'air
<input type="checkbox"/> Poussée hydraulique	<input type="checkbox"/> Nouvelle conception de roue <input type="checkbox"/> Joints d'étanchéité de roue de diamètre différent ou avec des jeux plus petits	<input type="checkbox"/> Installation de dispositifs ou de systèmes d'équilibrage des pressions sur la turbine pour réduire la poussée <input type="checkbox"/> Modification du palier de butée <input type="checkbox"/> Modification du système de refroidissement du palier de butée <input type="checkbox"/> Addition d'un système d'injection d'huile pour les arrêts/démarrages
<input type="checkbox"/> Augmentation des survitesses maximales transitoires	<input type="checkbox"/> Augmentation de la puissance maximale du groupe avec une réduction de la vitesse de fermeture des directrices (augmentation du temps de fermeture)	<input type="checkbox"/> Augmentation de l'inertie mécanique du groupe <input type="checkbox"/> Adoption d'une loi de fermeture des directrices à double pente
<input type="checkbox"/> Augmentation de la vitesse d'emballerment transitoire ou soutenue	<input type="checkbox"/> Nouvelle conception de roue <input type="checkbox"/> Plus grande ouverture des directrices	<input type="checkbox"/> Vérification et modification, si requis, de l'arbre, du croisillon rotor, de la jante, des pôles, des paliers guides et des supports de palier
<input type="checkbox"/> Vitesse critique (torsion et flexion)	<input type="checkbox"/> Plus grande vitesse d'emballerment de la nouvelle roue, avec une vitesse approchant la première vitesse critique du groupe	<input type="checkbox"/> Analyse des vitesses critiques <input type="checkbox"/> Modification des parties tournantes <input type="checkbox"/> Modification des paliers guides et de leurs supports <input type="checkbox"/> Ajout d'un palier guide supplémentaire

**Tableau 30 – Évaluation de l'équipement connexe –
Conduite forcée et vanne de garde**

Points à regarder	Causes ou raisons possibles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Résonance hydraulique avec les fluctuations de pression provenant de la turbine	<input type="checkbox"/> Nouvelle roue avec une fréquence de torche différente <input type="checkbox"/> Aspirateur modifié <input type="checkbox"/> Interaction entre les directrices et les aubes de roue dans la turbine	<input type="checkbox"/> Analyse CFD et instationnaire de l'écoulement <input type="checkbox"/> Installation de systèmes ou de dispositifs pour éliminer les vortex ou modifier les fréquences d'excitation <input type="checkbox"/> Injection ou admission d'air dans l'aspirateur <input type="checkbox"/> Modification du système d'amenée d'eau
<input type="checkbox"/> Augmentation des surpressions transitoires	<input type="checkbox"/> Augmentation des surpressions dues à un taux de fermeture plus grand des directrices/pointeaux au nouveau débit maximum	<input type="checkbox"/> Modifier les caractéristiques de fermeture des directrices/pointeaux <input type="checkbox"/> Évaluer la possibilité d'accepter une plus grande survitesse en réduisant le temps de fermeture des directrices <input type="checkbox"/> Modification du système d'amenée d'eau (remplacement ou renforcement des conduites forcées)
<input type="checkbox"/> Intégrité structurale de la vanne de garde	<input type="checkbox"/> Augmentation du débit ou modification du temps de fermeture causant des pressions de service plus grandes	<input type="checkbox"/> Renforcement structural des vannes <input type="checkbox"/> Réduction du temps de fermeture des vannes ou utilisation de taux de fermeture variables limitant les transitoires
<input type="checkbox"/> Fonctionnalité adéquate de la vanne de garde	<input type="checkbox"/> Augmentation du nombre d'arrêts/départs	<input type="checkbox"/> Modification de la vanne et de son mécanisme d'entraînement pour permettre une plus grande fréquence d'utilisation
<input type="checkbox"/> Capacité des reniflards pour l'admission d'air dans la conduite durant une fermeture d'urgence de la vanne de prise d'eau lorsqu'elle agit comme vanne de garde	<input type="checkbox"/> Augmentation du débit de coupure de la vanne due à l'augmentation du débit turbiné	<input type="checkbox"/> Augmentation de la capacité ou du nombre de reniflards
<input type="checkbox"/> Capacité de la vanne à protéger la conduite	<input type="checkbox"/> Augmentation de la pression d'opération due aux transitoires hydrauliques	<input type="checkbox"/> Modification ou remplacement de la vanne <input type="checkbox"/> Nouveaux servomoteurs <input type="checkbox"/> Nouveaux joints
<input type="checkbox"/> Capacité des vannes d'aspirateur	<input type="checkbox"/> Augmentation de la charge hydraulique aval soutenue ou transitoire conséquence de l'augmentation du débit maximal	<input type="checkbox"/> Modification ou remplacement des vannes

**Tableau 31 – Évaluation de l'équipement connexe –
Ouvrages civils**

Points à regarder	Causes ou raisons possibles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Augmentation des pertes de charge dans le canal ou la galerie d'amenée	<input type="checkbox"/> Augmentation du débit turbiné <input type="checkbox"/> Encrassement ou étranglement du canal ou de la galerie d'amenée	<input type="checkbox"/> Réduction de taux de prise de charge ou du taux de montée en vitesse <input type="checkbox"/> Restriction du temps de fonctionnement à débit maximal <input type="checkbox"/> Nettoyage, modification ou revêtement du canal ou de la galerie d'amenée
<input type="checkbox"/> Augmentation des variations de niveau dans la cheminée d'équilibre amont lors des prises ou rejets de charge	<input type="checkbox"/> Augmentation du débit turbiné <input type="checkbox"/> Augmentation du taux d'ouverture ou de fermeture des directrices ou des pointeaux	<input type="checkbox"/> Limitation des taux de prise/rejets de charge <input type="checkbox"/> Diminution du taux maximal d'ouverture ou de fermeture des directrices ou des pointeaux <input type="checkbox"/> Modification de la cheminée d'équilibre
<input type="checkbox"/> Augmentation des variations de niveau dans la chambre d'équilibre aval lors des prises ou des rejets de charge	<input type="checkbox"/> Augmentation du débit turbiné <input type="checkbox"/> Augmentation du taux maximal d'ouverture/fermeture des directrices	<input type="checkbox"/> Limiter l'accès du personnel dans la chambre d'équilibre <input type="checkbox"/> Diminution du taux maximal d'ouverture/fermeture des directrices <input type="checkbox"/> Modification de la chambre d'équilibre
<input type="checkbox"/> Augmentation des pertes ou du niveau d'eau dans le canal/galerie de fuite au débit maximal	<input type="checkbox"/> Augmentation du débit turbiné	<input type="checkbox"/> Analyse économique pour justifier si des améliorations au canal/galerie de fuite sont économiquement rentables <input type="checkbox"/> Modifications du canal ou de la galerie de fuite

**Tableau 32 – Évaluation de l'équipement connexe –
Pont roulant, équipement de montage**

Points à regarder	Causes ou raisons possibles	Actions possibles
<input type="checkbox"/> Charge maximale à lever <input type="checkbox"/> Précision de positionnement du crochet ou de l'axe de levage <input type="checkbox"/> Sécurité (intégrité mécanique et structurale) du pont roulant et des voies de roulements	<input type="checkbox"/> Augmentation du poids des nouveaux composants du groupe <input type="checkbox"/> Équipement utilisé de façon trop peu fréquente <input type="checkbox"/> Équipement, structure et commande trop âgés <input type="checkbox"/> Usure et corrosion	<input type="checkbox"/> Inspection et modification du pont roulant et de ses voies de roulement <input type="checkbox"/> Remplacement du pont roulant <input type="checkbox"/> Réfection ou remplacement de tout l'équipement de levage

6.4.2 Alternateur et palier de butée

La poussée hydraulique peut changer avec l'installation d'une nouvelle roue ou avec une nouvelle conception de joints d'étanchéité ayant des jeux plus petits. Il faut vérifier la conception du palier de butée pour les nouvelles conditions de chargement. Il peut être avantageux d'installer un système d'injection d'huile à haute pression pour réduire l'effet adverse d'un plus grand nombre d'arrêts/démarrage ou de considérer des patins recouverts d'un enduit antifriction synthétique. Pour une opération soutenue sous des charges plus élevées, il peut être nécessaire de modifier le palier ou son système de refroidissement d'huile.

Lorsqu'on cherche à augmenter le débit d'une turbine de haute chute, la nouvelle roue aura souvent une plus grande vitesse d'emballement stabilisée et une plus grande survitesse transitoire. Cette dernière peut même dépasser la vitesse d'emballement stabilisée à cause des surpressions transitoires et devient alors la vitesse de conception maximale à considérer pour l'alternateur. Il faut donc déterminer la nouvelle vitesse d'emballement stabilisée et la nouvelle survitesse transitoire. C'est particulièrement important s'il y a une chambre d'équilibre aval car la survitesse transitoire peut être amplifiée par la baisse transitoire de pression aval causée par la baisse de niveau dans la chambre d'équilibre au moment même où le distributeur est soumis à une surpression transitoire. On sous-estime parfois ces effets.

Si le nombre d'aubes ou le nombre d'augets pour une turbine Pelton a changé, il faut alors vérifier le rapport entre la fréquence d'excitation et les fréquences naturelles de l'équipement, spécialement pour les parties tournantes.

Il faut aussi revoir la conception de la bride d'accouplement entre l'arbre de l'alternateur et la roue ou l'arbre de la turbine. Il est souvent nécessaire d'améliorer l'alignement des deux composants afin de réduire les vibrations mécaniques. On peut considérer remplacer les boulons d'accouplement ajustés ou les clés par un accouplement moderne de type friction. S'il est exposé à l'écoulement, l'accouplement doit être rendu étanche afin de réduire les risques de fissuration par corrosion sous tension. C'est particulièrement important pour les groupes Pelton horizontaux.

Dans le cas des turbines Pelton (à axe horizontal ou vertical) avec une roue en porte-à-faux sur l'arbre de l'alternateur, la surface de l'arbre est souvent exposée à l'écoulement et nécessite un examen NDT approfondi dans cette région. Dans bien des cas, il vaut la peine de faire une analyse numérique approfondie du risque de fissuration par corrosion sous tension.

Le gain possible de puissance d'une turbine peut être limité par la puissance maximale que peut fournir de façon sécuritaire l'alternateur lorsqu'il n'a pas été surdimensionné à l'origine. Dans bien des cas, la puissance peut être augmentée si les parties actives de l'alternateur sont remplacées et que les composants existants comme la carcasse du stator ou l'arbre sont vérifiés et réutilisés. Il n'est généralement pas nécessaire dans ce cas de faire des modifications coûteuses aux ouvrages civils.

Les alternateurs construits avant les années 1965 environ avaient un système d'isolation de type mica/asphalte de classe B qui demandait une épaisseur d'isolant par rapport à la masse beaucoup plus grande que les systèmes modernes à base de mica/époxy de classe F. Donc si un propriétaire choisit d'installer un nouvel enroulement statorique avec un système d'isolation de classe F, la surface additionnelle de cuivre qui peut être installée dans les mêmes encoches du noyau statorique permet une augmentation de puissance de l'ordre de 20 % à 30 % sans faire grand chose d'autre à l'alternateur et sans excéder de façon significative les températures de fonctionnement de la classe B. Les autres modifications qui peuvent être envisagées sont de nouveaux pôles, l'utilisation de tôles magnétiques de haute perméabilité pour le stator et l'utilisation de matériaux non magnétiques pour les extrémités du stator (support d'enroulement, clés des pôles, guides air, etc.).

Une amélioration du système de refroidissement de l'alternateur, spécialement les déflecteurs d'air installés sur le rotor et les canaux qui guident l'air de refroidissement, peut permettre une plus grande capacité d'utilisation en respectant les dimensions géométriques existantes et en réduisant les pertes de ventilation.

6.4.3 Régulateur de vitesse de la turbine

Si on modifie ou remplace les directrices ou le pointeau de l'injecteur (Pelton) ou si encore on remplace la roue de la turbine et que le débit maximal turbiné est modifié, il faut considérer la possibilité de modifier les paramètres d'ouverture et de fermeture. Il faut aussi vérifier le dimensionnement des servomoteurs, particulièrement leur course et la capacité des pompes d'alimentation d'huile et des réservoirs oléopneumatiques (accumulateurs). L'ouverture de marche à vide et la survitesse lors d'un rejet de charge peuvent changer de façon significative dans une turbine à réaction lorsqu'on change la roue.

Une augmentation du débit maximal turbiné peut conduire à une augmentation de l'ouverture des directrices, de la course du pointeau d'une turbine Pelton ou des pales d'une turbine Kaplan, ce qui entraîne la nécessité de revoir les caractéristiques des servomoteurs et du groupe de pompage d'huile.

La charge minimale en régime continu d'une turbine Francis ou d'une pompe turbine et aussi d'une turbine hélice ou Kaplan peut changer de façon significative avec une nouvelle roue, à cause de la torche à ouverture partielle dans l'aspirateur, et nécessiter une adaptation de l'algorithme de contrôle.

6.4.4 Vanne de garde à l'entrée ou à la sortie de la turbine, vanne de décharge

Ces équipements sont généralement du même âge que la turbine elle-même mais ils ne sont généralement pas exposés à l'usure ni à l'abrasion car ils ne servent que de façon passagère ou comme organe de sécurité. Cependant, leur intégrité mécanique et leur fiabilité de fonctionnement doivent être revues avec la même importance que pour la turbine.

Si l'énergie hydraulique massique (augmentation du niveau amont ou baisse du niveau aval) ou le débit maximal de la turbine ont augmenté, il faut absolument vérifier la conception des vannes et de leur mécanisme d'entraînement et s'assurer qu'elles peuvent fermer en toute sécurité en cas d'urgence.

Un élément additionnel qui doit être considéré ici est l'augmentation des forces de friction avec le temps dans les paliers à roulements ou les coussinets des roues, des lentilles des clapets et autres. Si les vannes demeurent en position ouverte pendant de longues périodes, le coefficient de friction dans les paliers à roulement ou dans les coussinets peut augmenter à cause de la corrosion, de la contamination par des particules étrangères ou par d'autres dépôts. Cela conduit à une baisse de fiabilité de fonctionnement en condition de coupure d'urgence du débit.

De plus, si l'infrastructure de support de la turbine s'est détériorée, il faut absolument vérifier les conséquences de cette détérioration sur ces équipements, leurs supports et leurs boulons d'ancrage.

6.4.5 Équipements auxiliaires

La recherche de rendement additionnel comprend aussi la réduction de la consommation d'énergie des équipements auxiliaires. Pour y arriver, il faut songer à remplacer les moteurs de pompes, les roues et les robinets qui montrent des pertes élevées.

La réhabilitation de l'alternateur peut commander une révision du système d'alimentation en eau de refroidissement des refroidisseurs de l'alternateur. Le choix de pomper l'eau à partir de l'aval ou de s'alimenter à partir de l'amont avec un système de réduction de pression adéquat sera dicté par une étude de bilan énergétique qui prend aussi en compte les coûts d'exploitation et d'entretien.

Une autre piste d'amélioration est le remplacement des lubrifiants de grande viscosité par des produits qui ont une viscosité plus basse là où la conception des paliers le permet. L'utilisation de lubrifiants et de fluides hydrauliques biodégradables peut aussi être envisagée. Lorsqu'on remplace les lubrifiants ou les fluides hydrauliques d'un système il faut nettoyer à fond le système car les restes de l'ancien produit peuvent ne pas être compatibles avec le nouveau. Il faut aussi vérifier la compatibilité de tout nouveau produit avec les joints d'étanchéité en caoutchouc ou en polymères, les systèmes de peinture ou le matériau des roues, des valves, etc. Pour les lubrifiants biodégradables, il faut s'assurer qu'ils n'entrent pas en contact avec l'eau car ils pourraient se décomposer et perdre leurs propriétés prématurément.

Lorsqu'on effectue des changements au joint d'arbre, il faut s'assurer que le système d'alimentation en eau filtrée pour la lubrification et le refroidissement du joint est adéquat.

S'il y a des changements dans la poussée hydraulique de la roue, il faut vérifier que les caractéristiques de l'huile de lubrification du palier de butée et du système de refroidissement d'huile sont adéquates. Cela comprend aussi le système de récupération des vapeurs d'huile.

La fourniture d'une nouvelle roue peut nécessiter des modifications du système d'aération de l'aspirateur et peut-être même permettre de l'éliminer. Dans certains cas, la quantité d'air nécessaire pour la stabilisation du groupe peut être assez importante pour déséquilibrer les systèmes de ventilation et de chauffage de la centrale, spécialement dans le cas d'une centrale souterraine.

6.4.6 Équipement de démontage, de montage et d'entretien

La pièce la plus lourde pour laquelle le pont roulant de la centrale et les voies de roulement ont été conçus est généralement le rotor de l'alternateur, mais pas toujours. On aura besoin de cet équipement pour le démontage du groupe et ce sera probablement pour la première fois depuis des dizaines d'années. Avant d'entreprendre toute réfection majeure il est nécessaire de vérifier et de tester l'équipement de manutention et ses structures de support pour la charge nominale et de vérifier la précision de positionnement et de maintien de la charge que peut atteindre le pont roulant.

Les ponts roulants dans la salle des machines doivent être capables d'accepter toute augmentation dans les charges de conception engendrées par les nouveaux équipements qui seront possiblement plus lourds. Une attention spéciale doit être accordée à la conception des crochets, des axes de levage et de tous les autres dispositifs de levage afin de s'assurer qu'ils sont compatibles avec les composants existants et les composants nouveaux.

6.4.7 Conduites forcées et autres passages hydrauliques

L'augmentation du débit maximal turbiné ou de l'énergie hydraulique massique (chute) exige un nouveau calcul des transitoires hydrauliques. La surpression transitoire va augmenter proportionnellement à l'augmentation de débit si la vitesse de fermeture des directrices ou du pointeau des injecteurs demeure la même. Le calcul doit toujours être fait à partir de mesures récentes des surpressions et des survitesses faites sur l'installation actuelle afin de s'assurer que les changements de conception apportés depuis la mise en service aussi bien que les changements dans les coefficients de friction des galeries d'amenée, des conduites et des vannes sont pris en compte. C'est particulièrement vrai pour les centrales avec de longues galeries d'amenée, des cheminées et des chambres d'équilibre ou toute combinaison de ces dernières.

Les fluctuations de pression dans l'aspirateur de la turbine ainsi que celles dues à l'interaction des directrices et des aubes de roue dont le nombre peut avoir changé dans la nouvelle conception doivent être soigneusement évaluées et prises en compte.

Le remplacement des roues de turbine Kaplan pour augmenter le débit demande aussi une investigation des transitoires hydrauliques et de leur conséquence sur les ouvrages civils.

L'augmentation du débit maximal peut entraîner de plus grandes pertes hydrauliques ou des vortex aspirant de l'air dans les structures de prise d'eau. Ce phénomène doit être évalué et les vortex éliminés par une modification appropriée de la conception.

L'aspirateur devient un composant critique lorsqu'on veut augmenter le débit maximal de la turbine ou le rendement à pleine charge. C'est particulièrement vrai pour les centrales de basse énergie hydraulique massique (chute). Il vaut donc quelquefois la peine de faire des analyses CFD qui englobent l'aspirateur et le canal de fuite afin d'optimiser à la fois l'aspirateur et le canal de fuite.

6.4.8 Conséquences des changements dans l'énergie hydraulique massique (chute) de la centrale

Dans certaines installations, certaines caractéristiques hydrauliques fondamentales ont été modifiées dans le cours des années, comme par exemple:

- une augmentation du niveau amont par l'usage de rehausses ou par d'autres moyens;
- un abaissement du niveau aval soit par l'érosion des rives ou par l'abaissement ou l'enlèvement de rehausses sur un site en aval.

Le changement du niveau aval exige que l'on vérifie l'enfoncement de la roue de la turbine (coefficient de Thoma) pour s'assurer d'une protection suffisante contre l'érosion de cavitation. Cela peut aussi influencer la fréquence et l'amplitude de la torche à la sortie de la roue de même que les fluctuations de pression dans l'aspirateur, ce qui peut devenir une source de résonance hydraulique. L'abaissement du niveau aval pour un débit donné est particulièrement important pour les pompes-turbine car cela peut avoir une influence sur les grilles à débris en mode pompe et affecter directement la hauteur positive nette d'aspiration disponible.

7 Conception hydraulique et choix des essais de performance

7.1 Généralités

Lorsqu'on décide de réhabiliter un groupe hydroélectrique turbine-alternateur, il est bon d'étudier toutes les améliorations possibles qui pourraient être mises en œuvre afin de tirer profit des progrès technologiques accomplis depuis la conception de la machine existante.

Cela conduit généralement à la conception d'un nouveau tracé hydraulique pour la roue et quelquefois aussi pour le distributeur et l'aspirateur.

Ce nouveau tracé hydraulique peut être développé et vérifié par des études hydrauliques à l'aide de calculs CFD plus ou moins détaillés, par des essais sur modèle en laboratoire ou généralement une combinaison des deux.

L'essai sur modèle demeure, encore aujourd'hui, la meilleure méthode pour confirmer la précision des calculs et il est recommandé d'y avoir recours pour toutes les grosses machines avant d'entreprendre la modification du prototype. Dans le cas des pompes-turbines, les modifications de tracé hydraulique devraient systématiquement être évaluées par des essais sur modèle. Souvent, par contre, pour les petites machines, on se contente uniquement d'une comparaison avec les résultats d'essais sur modèle de machines hydrauliquement similaires.

Le résultat final peut, également, être vérifié par des essais sur prototype, cependant, à ce stade, les possibilités d'effectuer des modifications de conception, si un problème est détecté, sont nécessairement beaucoup plus limitées qu'au stade d'un essai sur modèle avant que la fabrication du prototype n'ait commencé. Un essai sur prototype (sur palce) n'est pas un outil de développement, mais plutôt un outil permettant de déterminer le degré de réussite du tracé, habituellement par rapport aux termes contractuels.

L'étendue des investigations par études hydrauliques et essais sur modèle doit être déterminée en tenant compte de leur coût relatif ainsi que de leur nécessité en fonction des difficultés du projet. Pour un grand projet, par exemple, le coût relatif des études hydrauliques et des essais sur modèle, comparé à l'investissement total et aux gains anticipés, étant très faible voire même négligeable, il est facile de les justifier. A l'opposé, pour une petite machine sans problèmes hydrauliques particuliers, et si, de surcroît, on dispose de bonnes références pour des machines similaires, des études hydrauliques minimales, sans aucun essai sur modèle, sont probablement d'une précision suffisante. Dans la plupart des projets pour des machines de tailles intermédiaires, l'étendue des investigations doit être choisie au cas par cas.

Pour pouvoir décider judicieusement de l'effort financier à mettre sur le développement on doit se poser la question «Quelle est la valeur actuelle d'un manque de performance possible qui pourrait résulter de la décision de ne pas réaliser d'études hydrauliques élaborées et d'essais sur modèle?». Un manque de performance en puissance peut souvent être comblé par une retaille de l'arête de sortie des aubes de roue sur le prototype. Un manque de performance entre 0,5 % et 1,5 % du rendement pondéré peut être évalué, pour un projet donné, à la lumière des conditions de fonctionnement anticipées de l'installation et comparé au coût d'un surplus d'études de développement du tracé hydraulique (CFD) ou du renforcement des essais sur modèle ou des deux à la fois.

Ce processus doit être initié dès le stade de l'étude de faisabilité et doit prendre en compte la taille et les caractéristiques de chaque projet. Pour chaque projet ayant des difficultés techniques identifiées, l'opinion des constructeurs sur la faisabilité des diverses options devrait être sollicitée dès le stade de l'étude de faisabilité, et des études hydrauliques devraient être envisagées au stade de l'étude de détail.

Dans la plupart des cas, l'essai sur modèle, s'il est requis, est réalisé après attribution du contrat au contractant sélectionné. Pour de très grosses machines, certains propriétaires ont conclu que leurs intérêts sont mieux préservés si, au stade de l'étude détaillée, le tracé hydraulique et l'essai sur modèle sont réalisés au terme d'un contrat séparé passé à deux ou plusieurs contractants potentiels et si le résultat de ce travail est vérifié dans un laboratoire indépendant. Dans ce cas, il est préférable d'avoir, en même temps, les offres des contractants potentiels pour l'ensemble des travaux comprenant la réalisation du tracé hydraulique, l'essai sur modèle ainsi que la fourniture de la roue et la réhabilitation complète de la turbine. De ce fait, les différences dans les performances essayées peuvent être comparées aux différences globales de coût du projet.

Pour la conception des nouveaux composants de machines anciennes, particulièrement les roues, les parties adjacentes au canal hydraulique existant doivent être incluses dans la simulation de l'écoulement. Ceci est habituel pour la réhabilitation et la modernisation de turbines existantes dans lesquelles la plupart des anciens composants sont inchangés. Une prédiction fiable de la performance des nouveaux composants ne peut être réalisée que dans le cas où l'influence des parties existantes de la machine est correctement prise en compte. La forme réelle précise et l'état des anciens composants utilisés pour le calcul de l'écoulement et l'essai sur modèle doivent être disponibles pour la création d'un modèle numérique précis de ces composants.

7.2 Calculs entrepris lors du tracé hydraulique

7.2.1 Généralités

Pour être économiquement justifiés, les calculs entrepris lors du tracé hydraulique doivent

être conduits en prenant en compte les aspects suivants.

- Choix du logiciel
 - Le logiciel (2D or 3D, visqueux ou non visqueux, stationnaire ou instationnaire) doit être sélectionné en fonction du composant à calculer et de la valeur globale du projet.
- Etendue des calculs
 - Calcul de l'ensemble de la turbine ou calcul des composants critiques seulement?
 - Calcul de la turbine existante ou de la turbine réhabilitée seulement ou les deux?

Le choix du logiciel et l'étendue des calculs doivent être décidés, au cas par cas, en prenant en compte la taille, les conditions de fonctionnement et les autres conditions particulières de la turbine à réhabiliter.

Actuellement (2006), les outils de calculs CFD les plus sophistiqués disponibles permettent de limiter les risques associés à une réhabilitation à un niveau très faible. Cependant une approche par calculs CFD uniquement est très longue et les coûts de développement peuvent se rapprocher des coûts habituels d'un programme limité d'essais sur modèle.

7.2.2 Le rôle des CFD

La simulation numérique d'écoulement ou CFD (Computational Fluid Dynamics) est un outil puissant quand il est utilisé correctement et quand ses restrictions et limitations sont clairement comprises. Appliqué aux réhabilitations, il peut être utilisé pour

- la conception de composants nouveaux pour d'anciennes (existantes) machines;
- l'analyse de l'écoulement du fluide à travers la machine existante pour comprendre et résoudre les problèmes de fonctionnement associés à la géométrie des passages hydrauliques;
- l'amélioration potentielle de rendement liée aux modifications de profils peut être déterminée au moyen d'une analyse CFD et confirmée par essai sur modèle, mais une analyse économique est nécessaire pour en déterminer la faisabilité.

Dans le processus d'optimisation des machines neuves depuis l'entrée jusqu'à la sortie ou pour concevoir des machines réhabilitées, on peut espérer des calculs CFD qu'ils permettent de réduire le nombre de modifications nécessaires sur le modèle physique monté sur la plateforme d'essai pour arriver aux performances garanties. La cavitation peut être contrôlée à un niveau très bas qui est presque impossible à atteindre par les méthodes classiques pré-CFD et les ajustements pendant les essais sur modèle. Cela s'explique par le fait qu'avec une simulation numérique, la distribution de pression sur les parties critiques de l'aubage et des autres surfaces de la machine peut être contrôlée et optimisée, ce qui conduit à une meilleure distribution de l'écoulement et à une meilleure équi-répartition des pressions.

Dans bien des cas, les problèmes de fonctionnement des turbines de centrales existantes peuvent être résolus par l'utilisation des calculs CFD. L'analyse de l'écoulement permet de comprendre les phénomènes mis en jeu. De façon plus importante, peut être, les calculs CFD permettent l'essai de diverses solutions pour tenter de résoudre un problème d'écoulement en permettant de changer des formes numériquement et d'étudier les changements correspondants de l'écoulement. C'est seulement dans le cas où une option donnée serait prometteuse qu'elle serait étudiée sur le modèle ou essayée sur la machine prototype.

7.2.3 Le processus d'un cycle de calculs CFD

Une analyse CFD comporte les principales étapes suivantes:

- les coordonnées réelles et les dimensions du conduit hydraulique doivent être déterminées (surfaces mouillées);
- en fonction de ces données, l'espace constituant le conduit hydraulique doit être discrétisé à l'aide d'éléments finis ou de volumes finis;

- conditions aux limites ainsi que les conditions initiales pour les simulations instationnaires doivent être établies en fonction du point réel de fonctionnement de la turbine;
- la simulation de l'écoulement est réalisée;
- les résultats doivent être préparés par un post-traitement pour fournir l'information nécessaire à une décision correcte pour le problème identifié.

La validité et la précision de la solution dépendent de la façon dont chaque étape est exécutée et comment on répond aux questions suivantes:

- les coordonnées des composants de la machine sont-elles correctes? Et plus précisément, représentent-elles l'état actuel de la machine?
- le domaine de calcul a-t-il été correctement représenté par la discrétisation retenue de façon à minimiser les erreurs numériques?
- les conditions aux limites et les conditions initiales ont-elles été correctement établies en fonction des conditions de fonctionnement de la turbine dans la centrale?
- quel logiciel de CFD a été utilisé et les paramètres spécifiques ont-ils été choisis correctement (tel que le modèle de turbulence etc.)?
- peut-on être sûr que toute l'information pertinente est obtenue par le calcul et qu'aucun résultat important n'est caché ou mal interprété?

7.2.4 La précision des résultats CFD

La précision des résultats d'un calcul CFD dépend du logiciel CFD lui-même, de la façon dont il est utilisé et de l'expérience de l'utilisateur. On doit insister sur le fait que la simulation de l'écoulement ne peut pas décrire l'écoulement réel dans toute sa complexité. La simulation est basée sur un modèle numérique de l'écoulement réel et donc la question est de savoir dans quelle mesure l'écoulement numérique se rapproche de la réalité.

Les équations utilisées pour décrire l'écoulement du fluide à travers une turbine dans un aménagement hydroélectrique sont les équations de Navier-Stokes (NS). Ces équations sont valables pour des écoulements laminaires ou turbulents. En conséquence, les phénomènes visqueux ainsi que la vorticité de l'écoulement sont pris en compte. Cependant, la solution des équations de Navier-Stokes pour des écoulements à travers des géométries complexes comme des turbomachines hydrauliques n'est pas encore (2006) possible. C'est donc des équations moyennées (Reynolds Averaged Navier Stokes - RANS) qui sont utilisées pour la simulation des écoulements turbulents. Une valeur moyenne et un terme de fluctuation sont utilisés pour la vitesse locale de l'écoulement et pour la pression correspondante au lieu des valeurs locales réelles. Cela nécessite l'introduction d'un modèle de turbulence qui prend en compte les effets de la turbulence "réelle" sur le comportement du fluide. La modélisation de la turbulence est encore en développement. Le modèle de turbulence utilisé pour le calcul précis d'un écoulement turbulent est d'une influence considérable sur la précision de l'analyse.

De plus, les équations moyennées (RANS) décrivent l'écoulement dans sa continuité, mais peuvent seulement être résolues en un nombre fini (limité) de points dans l'espace. En conséquence le domaine de calcul doit être divisé (discrétisé) en un nombre d'éléments ou de volumes finis dépendant de l'algorithme de calcul. Cette discrétisation peut être d'une influence considérable sur le résultat du calcul et donc sur sa précision. Il y a quelques règles sur la façon de générer un "bon" maillage de calcul, mais même si ces règles sont connues de l'utilisateur du logiciel CFD, dans bien des cas il n'est pas possible d'éviter complètement de "mauvais éléments" à cause des contraintes géométriques données par les formes de la machine ou le composant à analyser. Le nombre d'éléments ou la topologie du maillage pour un nombre donné d'éléments peut avoir une influence considérable sur la précision.

Pour toutes ces raisons, la précision de la simulation est limitée. Ceci est particulièrement vrai dans le cas des aspirateurs et encore plus avec des formes anciennes d'aspirateurs.

7.2.5 Comment utiliser les CFD pour les réhabilitations

Il y a deux façons d'utiliser les CFD pour analyser les performances d'une nouvelle roue de turbine et/ou d'autres composants et pour étudier les modifications d'une turbine hydraulique existante:

- Faire l'analyse de la nouvelle disposition à partir de zéro;
- Analyser, dans un premier temps, l'installation existante pour référence et étalonnage avec les données d'essai disponibles et, ensuite, les composants nouveaux ou modifiés pour calculer les différences entre la nouvelle installation et celle existante.

La première approche repose uniquement sur la précision du calcul. Dans ce cas, les performances définies des nouveaux composants dans l'environnement existant sont entièrement basées sur les moyens numériques.

La seconde approche prend en compte des mesures obtenues à partir d'essais sur modèle, si elles sont disponibles, ou des données recueillies sur site à partir du fonctionnement de la centrale au cours du temps. Dans cette approche, la différence de performances entre l'ancienne et la nouvelle installation est analysée numériquement. En conséquence, seule la différence de performances entre l'ancienne et la nouvelle installation est affectée par la précision du calcul. Il est évident que la seconde approche est plus fiable (plus précise) dans la prédiction des performances par CFD. Cependant elle est plus longue que la première approche puisque les composants existants et les nouveaux composants doivent être analysés. De plus, de façon à réaliser une simulation précise de l'écoulement dans la machine existante, l'installation existante doit être bien documentée et en homologie avec le conduit hydraulique réel. Malheureusement, dans bien des cas, la documentation est peu fournie, et particulièrement pour les roues, la documentation est souvent inexistante. Dans ce cas, des relevés dimensionnels précis sur site sont nécessaires.

La seconde approche pour la prédiction des performances des projets de réhabilitation au moyen de CFD est plus fiable que la première. Cependant, elle est plus coûteuse et plus difficile à cause de la nécessité d'obtenir des données précises sur les géométries existantes.

7.2.6 Comparaison entre CFD et essais sur modèle

Les CFD sont un bon outil de comparaison de variantes, mais pas un outil permettant, à lui seul, d'établir le niveau de rendement absolue d'une machine hydraulique. Ceci est particulièrement vrai dans le cas de réhabilitation de machines. Cette caractéristique des CFD est également vraie pour l'évaluation des performances de cavitation.

La question de savoir si des calculs CFD, des essais sur modèle ou les deux doivent être réalisés dépend de la taille de la centrale et de sa moyenne annuelle de production d'énergie après réhabilitation.

Pour une petite centrale de production hydraulique, pour laquelle un essai sur modèle est souvent plus onéreux que le coût total de la réhabilitation, les CFD constituent la seule base pratique d'analyse de composants existants ou de développement de nouvelles installations.

Pour une centrale de production de taille moyenne, il peut être envisageable de réaliser des essais sur modèle semi-homologue pour essayer les solutions optimisées par CFD. Les essais sur modèle semi-homologues permettent, à moindre coût, de vérifier si les performances calculées sont réalistes. Ils donnent confiance dans le fait que les solutions envisagées seront couronnées de succès, et ils fournissent une opportunité d'améliorer d'avantage le tracé hydraulique. Cependant, on doit garder à l'esprit que, dans le cas d'un modèle semi-homologue, les composants qui ne sont pas similaires à l'existant peuvent avoir une influence considérable sur les performances mesurées. Dans bien des cas, dans les essais semi-homologues, seule la nouvelle roue est homologue alors que les autres parties du modèle sont de forme plus ou moins différente.

Pour une grosse centrale de forte production d'énergie, des essais sur modèle strictement homologues se justifient généralement. Si 1 % de perte de rendement ou 1 % de perte de puissance au cours du temps de fonctionnement est plus valorisé que le coût d'un essai sur modèle, il est évident qu'un essai sur modèle homologue dans un laboratoire qualifié doit être envisagé. Cela assure, de la façon la plus précise possible, le succès financier de la réhabilitation des groupes.

Cela conduit à trois façons de d'aborder l'ingénierie d'un projet de réhabilitation:

- a) **Petite hydro:** CFD seulement;
- b) **Moyenne hydro:** CFD en plus d'essais sur modèle semi-homologue;
- c) **Grande hydro:** CFD en plus d'essais sur modèle strictement homologue.

On ne peut pas définir, de façon générale, si une réhabilitation correspond à la catégorie a), b) ou c). Cela dépend des paramètres qui sont spécifiques à la centrale concernée comme:

- De combien la production d'énergie peut elle être augmentée par l'amélioration envisagée?
- L'érosion de cavitation est-elle un problème majeur et peut-elle être réduite ou évitée?
- Y a t-il d'autres problèmes de fonctionnement à améliorer comme les phénomènes de résonance hydraulique?
- Y a t-il des problèmes fluctuations de pression et de vorticité dans l'aspirateur qu'il faut essayer de maîtriser?

Les choses évoluent dans le temps, comme la précision des CFD qui est en perpétuelle amélioration. Le choix de la bonne procédure à suivre doit être fait au cas par cas. Dans tous les cas, un calcul coûts/bénéfices est nécessaire.

7.3 Essais sur modèle

7.3.1 Généralités

Le développement des turbines hydrauliques, des pompes d'accumulation et des turbines – pompes a historiquement été réalisé par l'utilisation d'un modèle à échelle réduite en laboratoire. Cette méthode, combinée à des calculs empiriques basés sur des développements antérieurs, a démontré qu'elle constituait un outil de développement fiable. Malgré l'amélioration des calculs hydrauliques avec l'apparition des techniques CFD, les essais sur modèle restent le seul moyen précis de vérifier les résultats de calcul de façon convenable en temps opportun et de prédire les performances globales d'un prototype en ce qui concerne tous les divers et importants aspects comme la puissance et le rendement, les risques d'érosion de cavitation, la vitesse d'emballement, les fluctuations de pression, les fluctuations de couple sur l'arbre, le couple sur les directrices, l'intérêt de l'admission d'air dans l'aspirateur, et la poussée hydraulique. Il doit être précisé, toutefois, qu'en ce qui concerne les phénomènes d'instabilité et de résonance éventuelle (fluctuations de pression, fluctuations de couple sur l'arbre et l'intérêt de l'admission d'air dans l'aspirateur) l'essai sur modèle ne peut pas servir à identifier une résonance potentielle avec le circuit hydraulique de la centrale, même si ce dernier était modélisé.

Les essais sur modèle permettent de déterminer le rendement absolu de la machine hydraulique avec un niveau d'incertitude très faible ($\pm 0,2$ % est habituel dans des laboratoires bien équipés). Etant donné que le rendement est l'un des paramètres de performance les plus importants et que l'essai sur modèle est normalement réalisé à un stade précoce du développement d'un projet, il s'agit d'un outil particulièrement intéressant d'évaluation des avantages potentiels. Les méthodes d'essais sur modèle qui sont applicables aux machines hydrauliques neuves sont également bien adaptées pour évaluer les machines à réhabiliter avec différentes solutions pour des modifications potentielles (avant-distributeur, distributeur, roue et aspirateur).

Pour les cas où les essais sur place sont difficiles ou très onéreux, ou quand ils conduiraient

à une grande incertitude (pour de grosses turbines ayant une énergie hydraulique spécifique faible par exemple) les essais sur modèle peuvent être utilisés comme des essais contractuels de validation. Ceci pourrait être particulièrement intéressant quand les essais sur modèle sont réalisés sur un modèle reproduisant le profil hydraulique existant et ensuite sur un modèle avec le nouveau profil. Le contrat est parfois basé sur les gains de performance plutôt que sur le rendement absolu de la machine réhabilitée.

Une technique similaire est parfois utilisée pour l'essai sur place (sur prototype) (essais «avant» et «après») pour réduire les incertitudes systématiques.

Un programme d'essai sur modèle avec deux roues (une ancienne et une nouvelle) peut coûter entre quelques centaines de milliers de Dollars US et plusieurs millions de Dollars US selon que des éléments du modèle sont déjà disponibles ou pas et en fonction de l'étendue du programme d'essai. Ce dernier devrait être déterminé en fonction de la valeur du gain de rendement anticipé et pourrait, pour une grosse centrale avec des dizaines de groupes, impliquer des essais contractuels avec deux ou trois constructeurs en compétition dans un laboratoire indépendant.

7.3.2 Similitude de l'essai sur modèle

Il y a deux catégories d'essais sur modèle.

- Essais sur modèle strictement homologue

L'essai sur modèle strictement homologue reproduit les profils hydrauliques de la turbine existante ainsi que les profils hydrauliques des nouveaux composants. Cela nécessite d'avoir une définition géométrique précise et complète des composants existants par l'accès aux plans originaux et par des mesures sur site. Noter que même si les plans originaux conformes à la réalisation sont disponibles, quelques mesures sur site pourraient être recommandées pour confirmer les profils existants.

- Essais sur modèle semi-homologue

Dans l'essai semi-homologue, certains composants sont très similaires mais ne reproduisent pas parfaitement les profils hydrauliques des composants de la turbine existante ou modifiée et améliorée.

L'avantage de l'essai sur modèle strictement homologue est évident puisque un essai semi-homologue nécessite le calcul de corrections de performances de façon à prendre en compte le manque d'homologie de certains composants. Ces corrections de performances sont sujettes à interprétation.

Cependant, quand l'écart d'homologie est limité et quand le constructeur a une bonne expérience dans la zone de vitesse spécifique de la turbine considérée, le risque d'utiliser un essai semi-homologue, pour quelques groupes de taille relativement faible, est limité. Il est donc intéressant, dans certains cas, de faire un essai semi-homologue et de bénéficier d'un coût réduit de fabrication et d'études ainsi que d'un temps plus réduit du cycle d'essai sur modèle.

7.3.3 Contenu de l'essai sur modèle

Un essai sur modèle peut couvrir les aspects suivants.

a) Investigations essentielles

- colline de rendement couvrant la plage de fonctionnement complète attendue de la machine hydraulique;
- détermination des limites de cavitation d'entrée (extrados et intrados);
- courbes d'influence de la cavitation de sortie sur la puissance et le rendement (Mesure du rendement et de la puissance en fonction du coefficient de Thoma, appelé Sigma,

avec observation du début de cavitation);

- vitesse d'emballlement à ouverture maximale des directrices et énergie hydraulique spécifique maximale pour les valeurs normales et minimales du coefficient de Thoma de l'installation;
- mesure de la fluctuation de pression dans la bête et l'aspirateur en fonction de l'ouverture des directrices pour la valeur normale du coefficient de Thoma de l'installation et dans certains cas pour divers coefficients de Thoma dans la zone prévue des valeurs de l'installation;
- mesure des fluctuations de couple sur l'arbre en fonction de l'ouverture des directrices et pour divers coefficients de Thoma dans la zone prévue des valeurs de l'installation (Influence de la hauteur positive nette d'aspiration pour une turbine-pompe);
- mesure du couple sur les pales Kaplan;
- poussée hydraulique;
- contrôle dimensionnel adéquat des dimensions principales du modèle.

b) Données additionnelles

- mesure du couple sur les directrices en fonction de l'ouverture des directrices et de l'énergie hydraulique spécifique y compris l'influence d'une directrice désynchronisée;
- influence de l'admission d'air sur les fluctuations de pression dans l'aspirateur et la bête et sur les fluctuations de couple sur l'arbre;
- mesure des poussées axiale et radiale en fonction de l'ouverture des directrices pour l'énergie hydraulique spécifique maximale;
- influence du niveau aval sur les rendements pour une turbine Pelton dans le cas d'augmentation du débit maximal;
- effort de manœuvre de l'aiguille si la forme de l'injecteur est significativement modifiée;
- courbe de couple sur le déflecteur en cas de modification de la technique habituelle du constructeur;
- étalonnage des prises de pression Winter Kennedy – mesure de la différence de pression en deux points ou davantage (dans une section de bête par exemple) pour les limites des plages d'énergie hydraulique spécifique et de débit.

7.3.4 Application de l'essai sur modèle

7.3.4.1 Généralités

Un gain de performance peut être établi à partir de la comparaison des résultats d'un essai de rendement sur prototype réalisé avant réhabilitation et des résultats d'un essai sur modèle du nouveau tracé hydraulique avec un effet d'échelle approprié (prédiction «modèle – prototype») ou par une comparaison directe «modèle – modèle» en essayant les anciens et les nouveaux composants dans la même configuration d'essai.

7.3.4.2 Comparaison modèle – prototype

Une façon de faire est de comparer les données du prototype existant, obtenues, de préférence, d'un essai sur place récent du prototype, avec les résultats extrapolés d'un essai sur modèle de la nouvelle machine.

Cette façon de faire conduit à une précision assez faible car:

- les essais sur place impliquent une incertitude relativement grande (0,7 % à 2 % selon le type de machine, les conditions du site et la méthode d'essai sélectionnée). Dans de mauvaises conditions, l'incertitude peut même être plus grande;

- les limitations de la formule d'effet d'échelle à correctement représenter les différences de pertes réelles entre un modèle neuf et le prototype ancien avec une nouvelle roue et peut être d'autres modifications (La CEI 60193 et la future CEI/TR 62097 plus récent ont été développés pour des modèles et des prototypes neufs dont les rugosités de surface ne couvrent pas la gamme souvent rencontrée dans les machines prototypes anciennes).

Dans le pire des cas, l'incertitude totale de cette procédure peut dépasser 2 %.

7.3.4.3 Comparaison modèle – modèle

Cette méthode compare directement les caractéristiques de la machine existante et celles de la nouvelle machine à l'aide d'essais sur modèle des deux tracés hydrauliques. Si les tracés hydrauliques ont le même état de surface, n'ont pas subi de dommages dus à l'érosion de cavitation, à la corrosion ou à d'autres détériorations de surface et ont les mêmes jeux aux labyrinthes de roue, cette méthode comparative est très précise.

Dans la prédiction « modèle–prototype », le calcul de l'effet d'échelle à additionner à la performance du modèle pour estimer la performance du prototype est nécessaire. Quand un essai sur modèle est réalisé, le mécanisme de prédiction de la performance du prototype est basé sur la similitude entre le modèle et le prototype. Le calcul du rendement prototype repose sur une connaissance précise de la géométrie et de la rugosité réelle des surfaces. Les exigences de similitude sont décrites dans la CEI 60193. Un groupe de travail de la TC4 de la CEI est actuellement (2006) en train de travailler à la révision des recommandations de la CEI 60193 pour ce qui concerne les effets d'échelle et a produit une version provisoire qui contient un calcul prenant en compte les rugosités de surface des différents composants du conduit hydraulique (la future CEI/TR 62097). Quand les tolérances de similitudes géométriques ont été respectées et les rugosités de surface du modèle et du prototype sont connues, les performances du prototype peuvent être calculées. Des précautions doivent cependant être prises dans l'évaluation de la rugosité de la machine prototype quand son âge conduit à des rugosités moyennes de composants importants comme les directrices et, dans une moindre mesure, les avant-directrices qui sont bien au delà de celles prises en compte dans le présent guide. La rugosité des composants importants devrait être mesurée avant l'étape de soumission. Les soumissionnaires peuvent alors recommander l'amélioration optimale des différents composants du conduit hydraulique et le calcul de l'effet d'échelle peut alors être basé sur l'état des composants réhabilités. Si, pour une raison quelconque, les états de surface ne sont pas mesurés, un agrément doit être trouvé entre le propriétaire et le contractant concernant l'évaluation des effets de la rugosité.

Dans certains projets de réhabilitation, la fourniture du contractant n'inclus pas la totalité de la turbine. L'essai sur modèle homologue, avec le calcul approprié de l'effet d'échelle, de composants qui sont en dehors de la responsabilité du contractant, permet de diriger les travaux en accord avec les responsabilités contractuelles définies.

Dans une comparaison "modèle – modèle", les deux roues (tracés ancien et nouveau) et toute autre modification proposée sont essayées dans un modèle constitué des mêmes autres composants de la turbine. La différence de rendement observée entre le nouveau tracé de roue et l'ancien tracé peut être définie avec une précision meilleure que celle obtenue pour un essai seulement. Cette approche nécessite l'essai de deux roues de modèle dans un cadre commun.

L'essai sur modèle a l'avantage d'être un outil efficace de développement. En comparaison, l'essai sur prototype (sur place) donne seulement les moyens d'évaluer les caractéristiques du produit fini ou de comparer le prototype existant à la machine réhabilitée.

La précision obtenue en utilisant une comparaison «modèle – modèle» pour toute réhabilitation d'une centrale repose sur la précision avec laquelle on est capable de construire un modèle strictement homologue à la machine ancienne. Il y a, dans bien des cas, des différences significatives de forme et de position entre les aubes des roues anciennes. Pour concilier cela, économiquement, il est habituel de mesurer le profil d'au moins trois aubes et d'en déterminer une aube moyenne pour construire le nouveau modèle du prototype ancien en admettant que la roue ancienne a des aubes uniformément positionnées. Dans les faits, il n'est donc pas possible de construire, de façon économique, un nouveau modèle parfaitement homologue à l'ancien prototype. Cela introduira donc une imprécision, de valeur indéterminée, dans la comparaison «modèle – modèle».

Les différences de rendement entre la roue modèle ancienne et la nouvelle et entre la roue prototype ancienne et la nouvelle seront similaires à condition que l'homologie de la roue modèle ancienne soit parfaite. Si nous ne considérons que des différences de rugosité, il est probable que la différence entre les rendements de l'ancien et du nouveau prototype sera supérieure que celle obtenue par les essais de «l'ancien» modèle et du nouveau à cause de la détérioration des surfaces du prototype ancien. Cependant, cette comparaison comportera toujours quelques inconnues suite aux considérations du paragraphe précédent.

L'approche «modèle – modèle» offre:

- une sécurité accrue pour le propriétaire qui n'attendra pas des garanties de rendement irréalistes, mais plutôt une augmentation de rendement qui devrait être ajoutée avec confiance au rendement du prototype de la machine ancienne;
- une sécurité accrue pour le constructeur qui ne sera plus confronté à devoir garantir une valeur absolue de rendement pour une machine dont les composants, en dehors de la roue elle-même, sont détériorés, mais plutôt une augmentation de rendement par rapport à l'ancienne turbine associée à une ou plusieurs modifications essayées sur modèle (roue et directrices par exemple). Cette augmentation de rendement du prototype peut être démontrée par des essais comparatifs sur place. On doit prendre pour acquis que toutes les améliorations matérielles potentielles de l'état des autres composants existants de la turbine seront évaluées par une investigation coûts/bénéfices.

Cette procédure permet également une bonne évaluation du comportement de cavitation de la nouvelle roue réduisant ainsi les probabilités de conflits entre le contractant et le propriétaire de la machine hydraulique.

Quand une comparaison contractuelle «modèle – modèle» est utilisée, un essai indiciel avant et après réhabilitation est souvent réalisé sur le prototype pour confirmer les gains prédits par les résultats modèle.

7.3.5 Choix du lieu de l'essai sur modèle

L'essai sur modèle peut être réalisé soit dans le laboratoire du constructeur, soit dans un laboratoire indépendant.

a) Essai sur modèle dans le laboratoire du constructeur

Pratiquement tous les essais de développement sur modèle et la plupart des essais contractuels sur modèle sont réalisés dans le laboratoire du constructeur. Cependant, quelques acheteurs demandent à ce que l'essai contractuel sur modèle soit réalisé dans un laboratoire indépendant. Dans ce cas, le modèle est transporté du laboratoire du constructeur au laboratoire indépendant à l'issue des essais de développement.

b) Essais sur modèle dans un laboratoire indépendant

1) Solution contractuelle habituelle

Quand un essai sur modèle est demandé dans un laboratoire indépendant, c'est, en général un essai contractuel sur modèle en stricte homologie. Si c'est arrangeant pour le constructeur, les essais de développement peuvent également être réalisés dans le laboratoire indépendant.

L'avantage d'un essai contractuel réalisé dans un laboratoire indépendant est de permettre la vérification des performances garanties par une tierce partie. L'inconvénient est l'allongement probable de la durée totale de l'essai sur modèle de quelques mois dans le cas où l'essai de développement est réalisé dans le laboratoire du constructeur et l'essai contractuel ailleurs.

Si le propriétaire opte pour l'essai de la turbine existante et du nouveau tracé hydraulique, les deux essais doivent être réalisés dans le même laboratoire.

Il n'y a généralement aucun problème à adapter le modèle à la boucle d'essai du laboratoire indépendant. Par le passé, quelques boucles d'essais de laboratoire ne pouvaient pas toujours accepter les modèles de la taille choisie par le contractant et le propriétaire, et il était quelquefois nécessaire de fabriquer de multiples modèles. Actuellement (2006) tous les constructeurs principaux et les laboratoires indépendants utilisent des boucles d'essai de même taille et puissance.

2) Essais sur modèle compétitifs dans un laboratoire indépendant

Pour les projets majeurs de réhabilitation (grande capacité et/ou grand nombre de machines), quelques propriétaires ont pris l'habitude de demander un essai sur modèle compétitif dans un laboratoire indépendant. Les différents soumissionnaires sont alors invités, et souvent payés dans un contrat séparé, à démontrer la performance de leur turbine modèle avant que le contrat de réhabilitation ne soit attribué pour l'exécution des travaux. C'est, à l'évidence, une pratique coûteuse quand on demande à comparer deux contractants, ou d'avantage. Cependant, le coût pourrait être raisonnable et justifié en comparaison du bénéfice potentiel si les constructeurs sont invités à optimiser leur tracé hydraulique et à l'essayer dans un laboratoire indépendant. Un ensemble de composants pourraient être concernés (pas seulement la roue) par un développement utilisant les analyses CFD. Dans ce cas, la précision de la comparaison est de l'ordre de $\pm 0,15\%$ et peut permettre, de façon fiable, la détermination de bénéfices à long terme dus à de très petites différences de rendement.

7.4 Essai de performance sur prototype

7.4.1 Généralités

Les méthodes d'essai applicables aux machines neuves sont également adaptées aux machines réhabilitées.

Dans la plupart des cas, le principal but des essais sur prototype (sur place) est de vérifier que la garantie de rendement du constructeur est satisfaite. L'avantage de l'essai prototype est qu'il donne directement le rendement de la turbine avec l'incertitude applicable à la méthode sélectionnée et aux conditions du site. Il n'est pas possible pendant l'essai de vérifier d'autres paramètres importants, comme la performance de cavitation, de façon quantitative. Les essais d'emballage sont rarement effectués sur le prototype à cause des risques de dommages sur le groupe, particulièrement sur l'alternateur, pour un événement hautement improbable dans la vie de la machine. Certains propriétaires, en toute connaissance de cause, réalisent un essai d'emballage sur un groupe de chaque nouveau tracé hydraulique.

En comparaison aux machines neuves, les turbines réhabilitées offrent l'avantage de permettre un essai comparatif de la machine avant et après réhabilitation. Dans ce cas, le paramètre d'intérêt économique de premier ordre est l'augmentation de rendement plutôt que le rendement absolu. A condition que les essais « avant » et « après » soient réalisés par la même équipe d'essai avec la même instrumentation, l'incertitude sur l'augmentation de

rendement est sensiblement plus faible que celle relative au rendement absolu de chacun des deux essais.

Dans certains cas, (petits groupes par exemple) un essai "minimum" sur place peut être considéré comme suffisant. Il peut consister en une vérification de la puissance garantie du groupe ainsi qu'une vérification générale du comportement du groupe dans la plage normale de fonctionnement (fonctionnement calme sans niveau de fluctuations de pression, vibration ou bruit qui pourraient être nuisibles aux caractéristiques de la puissance fournie ou à la fiabilité à long terme du groupe). Ces vérifications basiques ne demandent pas d'équipement d'essai sophistiqué. Si ces vérifications de base décèlent un problème potentiel, des mesures spécifiques du paramètre incriminé peuvent être réalisées. Le contrat doit être clair sur les critères et la nature des essais attendus et sur la partie qui supportera les coûts des mesures additionnelles.

La plupart des sites méritent au moins un essai indiciel sur prototype avant et auprès réhabilitation et quelques mesures d'essais de développement sur modèle. Les méthodes et limitations des essais indiciaux sont traitées dans le CEI 60041.

7.4.2 Précision des essais de performance sur prototype

Un bon nombre d'organismes d'essais ont amélioré la technologie des essais sur place des turbines hydrauliques, cependant, la précision demeure moins bonne que celle des essais sur modèle.

Le niveau absolu d'incertitude va dépendre du tracé hydraulique de la machine. Il sera généralement plus facile d'avoir une bonne précision pour une machine de haute chute que pour une machine de basse chute. Le détail du tracé hydraulique de la turbine et de son conduit hydraulique est également important. Il est plus facile, par exemple, d'avoir une bonne précision si l'on a accès à une longueur droite conséquente de la conduite forcée du groupe dans laquelle on installera un débitmètre que si la turbine est alimentée par une conduite avec de nombreux coudes rapprochés. Pour les machines de grande énergie hydraulique spécifique, la mesure directe du rendement par la méthode thermodynamique est souvent une variante précise et relativement peu coûteuse.

Le niveau d'incertitude absolue des diverses méthodes d'essais primaires de la CEI est entre $\pm 1,5 \%$ et $\pm 2,0 \%$. En utilisant les méthodes et les équipements les plus au point, et avec une équipe d'essai hautement qualifiée, ce niveau peut être réduit à moins de $\pm 1,0 \%$ dans les meilleures conditions. (Par exemple, avec la méthode thermodynamique pour un groupe dont l'énergie hydraulique spécifique est de $2\,900 \text{ J.kg}^{-1}$, soit une chute de plus de 300 m, ou en utilisant la méthode acoustique avec au moins 4 faisceaux croisés, soit un total de 8 faisceaux, et dix diamètres de conduite droite à l'amont de la section de mesure). Comme pour les essais sur modèle, la précision des essais prototype pour établir une différence de rendement du groupe avant et après réhabilitation est augmentée d'environ 20 % par rapport à la précision typique de la même méthode utilisée pour déterminer le rendement absolu du même groupe (certaines des incertitudes systématiques sont éliminées).

La procédure sélectionnée devrait, au minimum, être capable de confirmer que la performance financière ayant justifié le projet est atteinte.

Si le retour sur investissement du projet est basé sur un gain minimum de rendement de 3 % et que l'augmentation de rendement garantie est de 5 %, alors un essai réalisé avec une incertitude de $\pm 2 \%$ serait satisfaisant.

Les entreprises ont souvent un niveau interne minimum de taux de retour pour justifier leur investissement. Si le niveau d'incertitude qui peut être atteint est, par exemple, de $\pm 1 \%$, certaines entreprises retireraient 1 % du rendement garanti de tous les soumissionnaires avant de calculer leur taux de retour. Faire cela ou ne pas le faire est une question de politique d'investissement.

7.4.3 Types d'essais de performance sur prototype

Les essais de performance sur prototype sont effectués pour confirmer le respect des garanties contractuelles.

Des méthodes absolues ou des méthodes relatives peuvent être utilisées en fonction des conditions contractuelles. La description et les limites des diverses méthodes sont traitées dans la CEI 60041.

Si des rendements absolus ont été garantis, ils devraient être vérifiés par des méthodes "primaires" absolues. Les résultats peuvent être utilisés pour l'estimation de paiement des pénalités ou des primes ou pour toute autre conséquence concernant les garanties.

Pour les machines réhabilitées, il est habituel de justifier au moins une partie des coûts de réhabilitation par l'amélioration du rendement qui peut être obtenue. Il est donc judicieux de mesurer la performance de la machine avant et après réhabilitation. C'est la raison pour laquelle un essai absolu n'est pas obligatoire et qu'il peut être remplacé par un essai relatif. La mesure du débit absolu traversant la turbine n'est donc pas nécessaire pour ces réflexions contractuelles ce qui conduit à un avantage significatif et habituellement à une réduction des coûts. D'un autre côté, pour une projection des gains à long terme, une valeur absolue de rendement de la turbine doit être établie. Cela peut se faire soit en comparant la mesure des gains à la performance antérieure, soit en réalisant un essai de rendement absolu sur la machine réhabilitée et parfois par les deux méthodes.

Avec un essai indiciel (par la méthode Winter Kennedy par exemple), la puissance de l'alternateur est mesurée au niveau requis de précision. Dans le même temps, une différence de pression est mesurée, généralement en deux points de la section de bêche. Quand la réhabilitation est achevée, la puissance de la machine réhabilitée est comparée à celle de la machine initiale au même débit (même différence de pression dans la bêche par exemple). La modification de la puissance à même débit est utilisée pour déterminer l'amélioration de la performance. Ces mesures peuvent être réalisées dans toute la plage de puissance du groupe.

Bien que l'essai indiciel ait de nombreux avantages et soit probablement la solution la moins coûteuse, cette technique présente quelques difficultés.

- L'envergure de la réhabilitation doit être telle que les essais « avant » et « après » restent valables.
- La turbine doit être équipée pour mesurer un débit relatif. Cela se fait généralement grâce à l'utilisation de prises "Winter Kennedy", mais ces dernières ne sont pas toujours installées ou ne sont pas toujours en état de servir. On peut aussi utiliser des différences de pression qui se manifestent dans des sections de conduites qui ont des différences de diamètre.
- La précision et le niveau du rendement maximum de l'essai « avant » doivent être acceptés par les soumissionnaires. Cela pourrait se faire à travers un essai effectué en la présence du soumissionnaire retenu ou par l'utilisation d'un organisme tierce partie qualifié pour la réalisation des essais «avant» et «après».

7.4.4 Evaluation des résultats

La comparaison des mesures de rendement aux rendements garantis devrait être faite en accord avec la publication CEI applicable en prenant en compte les incertitudes de mesure de la méthode adoptée.

Si les rendements mesurés, après application des incertitudes de mesure, sont inférieurs aux valeurs garanties, la différence pourrait provenir des facteurs suivants.

- a) Si la performance garantie a été vérifiée par un essai sur modèle extrapolé
 - Etat et dimensions des composants existant conservés.

- Différence physique entre modèle et prototype, particulièrement pour les composants existant conservés (plans existants en mauvais état ou difficultés d'accès donnant lieu à des erreurs de mesure dans le cas de mesures dimensionnelles sur site par exemple), pourraient expliquer quelques différences de performance entre le modèle et le prototype.
 - Effet d'échelle calculé supérieur à l'effet d'échelle réel.
 - Pour un projet de réhabilitation, les conditions réelles (défauts de forme et de rugosité) des composants existants conservés peuvent conduire à un effet d'échelle réduit par rapport à l'effet d'échelle théorique calculé selon la CEI 60193.
- b) Dans le cas où aucun essai sur modèle n'a été réalisé:
- En plus des explications ci-dessus, le calcul de performances a pu être "trop optimiste".

Si la performance relative (différence entre «après» et «avant» réhabilitation) a été garantie et vérifiée par essais sur modèle, aucun problème relatif à l'interprétation des résultats ne devrait se produire.

8 Cahier des charges

8.1 Généralités

Cet Article devrait servir de guide dans la préparation des documents contractuels pour la réhabilitation des turbines hydrauliques. La réhabilitation des turbines est étroitement liée au site et se fait selon des critères qui sont établis pour le site en particulier. Nous encourageons cependant l'utilisation des normes internationales autant que faire se peut. Nous présentons aussi dans ce chapitre des listes de vérification énumérant les items qui doivent être couverts dans les spécifications techniques détaillées.

Deux grandes approches peuvent être utilisées pour préparer les spécifications. La première est d'écrire une spécification détaillée dans laquelle toutes les exigences concernant la conception de l'équipement et des composants de même que les procédures d'installation sont décrites dans le détail. La seconde est d'écrire une spécification exigeant des résultats de performance seulement en laissant à l'entrepreneur toute la liberté de concevoir, de fabriquer et d'installer un équipement qui rencontre les performances requises. La majorité des spécifications présentent cependant une combinaison des deux approches avec une prédominance pour l'une ou l'autre selon la pratique de chaque propriétaire et selon la taille et l'importance de l'équipement dans son parc de production.

8.2 Normes de référence

Le document de référence suggéré pour les documents d'appel d'offres est la CEI/TR 61366. Ce document couvre tous les grands aspects de la préparation des documents d'appel d'offres et donne sous forme d'annexes:

- un exemple de table des matières de document d'appel d'offres;
- des commentaires sur les éléments critères d'évaluation des offres;
- une liste de vérification pour le bordereau de soumission;
- un exemple de fiches techniques;
- les garanties de performances techniques;
- un exemple de garantie concernant l'érosion par cavitation;
- une liste de vérification pour les exigences concernant les essais sur modèle;
- des réflexions concernant l'érosion par particules.

Faisant partie de la même série de documents, nous recommandons aussi, comme principale référence pour la préparation des documents d'appel d'offres, la CEI/TR 61366-2 à 61366-7. Ces documents (disponibles en anglais seulement) donnent les exigences techniques pour la turbine sous les rubriques suivantes:

- exigences concernant l'offre;
- informations et conditions générales et particulières sur le projet;
- exigences générales, cahier des charges et exigences techniques;
- envergure des travaux, limites contractuelles, biens et services fournis par le propriétaire;
- conditions de conception, performances et autres garanties;
- critères de conception mécanique;
- documentation concernant la conception, les matériaux et la construction, les inspections en atelier et les essais;
- exigences techniques pour les parties fixes/encastrées, fixes/amovibles, pièces tournantes, directrices, appareillage de régulation, paliers et joints, paliers de butée, composants divers, systèmes auxiliaires, instrumentation;
- pièces de rechange;
- essais sur modèle;
- essais de réception sur place;
- installation et réception.

La CEI/TR 61366-1 et la CEI/TR 61366-2 citées plus haut ont été préparées avec pour objectif de guider un acheteur à préparer les documents d'appel d'offres pour de nouvelles machines hydrauliques. L'approche demeure cependant valide, dans l'ensemble, pour les documents couvrant la réhabilitation de machines existantes. L'objectif de ces guides est de fournir une liste de vérification globale pour tous les aspects techniques qui doivent être considérés dans la préparation des documents d'appel d'offres et les cahiers des charges techniques. Les paragraphes 8.3 et 8.4 ci après donnent une liste de points additionnels qui sont propres à la réhabilitation des turbines, pompes d'accumulation et pompes-turbines. Il faut aussi prendre note que dans les projets de réhabilitation, les spécifications peuvent devenir beaucoup plus complexes à cause des changements possibles dans l'envergure des travaux occasionnés par la découverte de composants endommagés durant le démontage et les inspections subséquentes.

La bibliographie fournit une liste de normes nationales et internationales auxquelles il est souvent fait référence dans les documents d'appel d'offres pour la réhabilitation des turbines. La plupart des publications ISO et CEI sont disponibles en français et en anglais. La CEI/TR 61364 présente la nomenclature des composants de machine hydraulique en 6 langues.

Certaines normes nationales citées ci haut le sont à titre de référence. D'autres normes nationales peuvent être utilisées au besoin.

8.3 Information à inclure dans les documents d'appel d'offres

Voici une liste des données qui devraient se retrouver dans les spécifications techniques ou ailleurs dans le document d'appel d'offres.

- Les conditions du site dont:
 - la gamme des hauteurs de chute à la centrale (chute brute);
 - les informations concernant l'ouvrage de prise d'eau, les vannes, les conduits d'amenée, les conduites forcées et le canal de restitution pour permettre le calcul des pertes de charge si elles n'ont pas été mesurées;
 - les informations sur l'état actuel des passages hydrauliques incluant la rugosité de la surface;

- la gamme “d’énergie hydraulique massique” (chute nette);
- le débit disponible;
- les gammes des niveaux des biefs amont et aval;
- la courbe de niveau/débit du canal de restitution;
- la courbe des débits classés avec les niveaux amont et aval correspondants;
- la gamme des températures de l’eau et de la qualité de l’eau (caractéristiques physico-chimiques et quantité de matière entraînée comme le sable, sédiments, etc.);
- l’élévation de l’axe du distributeur de la roue et de toute autre caractéristique essentielle de la turbine;
- l’aménagement de la centrale et le sens de rotation du groupe.
- Le mode d’exploitation attendu, soit en puissance de base, puissance de pointe, exploitation au fil de l’eau ou toute autre mode.
- Les contraintes environnementales.
- Les contraintes liées à la centrale ou à l’agencement physique.
- Les exigences du client:
 - mode de construction de la roue;
 - axe de la machine (horizontal ou vertical);
 - vitesse de rotation (critères de conception de l’alternateur);
 - vitesse d’emballement pour laquelle a été conçu l’alternateur (peut être différent de la vitesse d’emballement soutenue).
- Les critères d’évaluation de la performance et les pénalités (rendement, puissance, érosion par cavitation ou par des particules en suspension).
- Les exigences concernant les essais sur modèle pour la solution de base et pour le modèle final de même que pour les essais sur place.
- Les codes et normes à utiliser pour la conception, la fabrication et les essais de la turbine.
- Les exigences concernant la conception mécanique.
- Tous les détails pertinents de la conduite forcée pour permettre l’analyse de transitoires.
- L’échéancier de livraison.
- La géométrie et les matériaux de la turbine existante tirés des dessins conformes à l’exécution (c’est-à-dire la roue et les jeux aux labyrinthes, l’arbre, les paliers guides, les joints d’étanchéité de l’arbre, la bêche spirale, les dimensions du conduit hydraulique, le blindage d’aspirateur, la ceinture de sortie, l’avant distributeur avec la géométrie des avant directrices, le flasque supérieur, le flasque inférieur, les directrices (incluant les efforts de vannage s’ils sont connus), le cercle de vannage, les servomoteurs et les limites de course.
- Les puissances limites actuelles de l’alternateur ou des transformateurs (la plus basse des deux) incluant leur capacité et le détail des efforts que le propriétaire est prêt à consentir pour les modifier (sur la base d’une analyse économique).
- La capacité actuelle du palier de butée.

8.4 Documents à produire en cours d'exécution du projet

Voici une liste des documents et des données qu'il est requis d'obtenir soit directement des archives soit en les produisant en cours d'exécution des travaux. Le responsable pour la préparation de chacun de ces documents ou pour la collecte de ces données dépendra des ententes contractuelles propres à chaque projet:

a) Avant que les travaux ne débutent:

- la procédure d'essai de l'état de fonctionnement ou "signature" du groupe avant démontage;
- le rapport d'essai de l'état de fonctionnement ou "signature" du groupe avant démontage;
- la procédure de démontage et de remontage;
- les relevés de l'alignement avant démontage;
- la procédure d'évaluation et d'inspection de l'équipement;
- la procédure d'alignement pour le remontage;
- la description des essais à faire lors du remontage et procédures d'essais;
- le rapport d'inspection de la stabilité des fondations de béton;
- la procédure de réception.

b) Avant la vidange du groupe:

- Le rapport d'essai de signature comprenant:
 - battement de l'arbre en fonction de la vitesse hors réseau et en fonction de la charge;
 - stabilité hydraulique de la turbine (mesure de la fluctuation de pression dans la bêche et à l'aspirateur en fonction de la charge pour une énergie hydraulique massique donnée);
 - mesures de vibration (dans les directions verticale et horizontale sur le bâti du palier guide);
 - température des paliers et du joint d'arbre (observer le débit et la température de l'eau de refroidissement à l'entrée et à la sortie);
 - essai de puissance/ouverture (puissance de l'alternateur en fonction de l'ouverture des directrices pour une énergie hydraulique spécifique donnée);
 - essai de rejet de charge (mesures de la survitesse et de la surpression lors d'un rejet de charge effectué normalement à 25 %, 50 %, 75 % et 100 % de la pleine charge);
 - essais d'efforts différentiel au niveau du vannage (différentiel de pression au servomoteur en fonction de la course du servomoteur en fermeture et en ouverture, essentiel lorsque le couple de fermeture des directrices n'est pas connu quoique souhaitable dans tous les cas).
- Essais de rendement:
 - essais indicels (mesure du rendement relatif de la turbine), ou
 - essais de rendement absolus.

c) Après la vidange du groupe:

- les relevés jeux aux directrices (vérification des jeux sur la ligne de contact avec et sans précontrainte des servomoteurs);
- les relevés des jeux dans le haut et dans le bas des directrices avec et sans précontrainte;
- les relevés d'ouverture des directrices en fonction de la course des servomoteurs (ouverture angulaire et espace net entre les directrices);
- les relevés des temps de manœuvre en ouverture et fermeture des directrices à sec

incluant le temps d'amortissement de fin de course (coussinage).

d) Au démontage du groupe :

- le rapport de vérification des jeux et de l'alignement et enregistrement des données (position de l'arbre dans les paliers, jeux aux labyrinthes, entrefer);
- le rapport de vérification de l'état des composants des systèmes auxiliaires pour l'usure, les dommages et toute autre information pertinente (système de graissage, tuyauterie de refroidissement d'eau et d'huile, instrumentation, passerelles etc.);
- le rapport de vérification de l'état des composants de l'alternateur pour les bris, l'usure, ou toute autre information pertinente;
- le rapport de vérification de l'état des composants de la turbine concernant les dommages, l'usure, ou toute autre information pertinente, en portant une attention particulière au mécanisme de vannage.

e) Au remontage du groupe:

- le rapport de vérification et les enregistrements de toutes les dimensions, de l'alignement, des jeux, du battement d'arbre lors de la rotation manuelle, etc.

f) A la réception du groupe:

- les rapports d'essais à sec et de calibration de tous les instruments;
- les rapports d'essais à sec du mécanisme de vannage et des servomoteurs avec les temps de fermeture et d'amortissement de fin de course (coussinage);
- les rapports d'essais en eau comprenant la reprise ou la réalisation de tous les essais de signature décrits en b) ci avant et recommandés avant la vidange du groupe;
- le rapport d'échauffement du groupe témoignant de son bon fonctionnement en régime continu à pleine charge.

g) À l'étape de la conception:

- les calculs de conception de l'arbre;
- les calculs de conception de la roue;
- la justification des jeux aux labyrinthes, du matériau des anneaux d'usure et des détails de conception;
- les calculs de conception de toutes les pièces modifiées;
- l'analyse CFD de tous les composants du conduit hydraulique (roue, directrices et avant-distributeur, bêche spirale ou semi spirale, aspirateur);
- le débit, la puissance, le rendement et la poussée hydraulique sur toute la plage d'exploitation spécifiée;
- le calcul des transitoires pour les nouvelles conditions d'exploitation et impact sur la survitesse, la surpression et la loi de fermeture des directrices avec prise en compte des temps d'amortissement de fin de course nominal et réel.
- les dessins, les procédures d'ingénierie, les spécifications d'achat (matière brute et composants sous traités, achetés ou fabriqués), les procédures d'essais en atelier.

Bibliographie

Normes nationales et internationales auxquelles il est souvent fait référence dans les documents d'appel d'offres pour la réhabilitation des turbines:

- CEI 60041, *Essais de réception sur place des turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes-turbines, en vue de la détermination de leurs performances hydrauliques*
- CEI 60193, *Turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes-turbines – Essais de réception sur modèle*
- CEI 60545, *Guide pour la réception, l'exploitation et l'entretien des turbines hydrauliques*
- CEI 60609 (toutes les parties), *Turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes-turbines Evaluation de l'érosion de cavitation*
- CEI 60994, *Guide pour la mesure in situ des vibrations et fluctuations sur machines hydrauliques (turbines, pompes d'accumulation et pompes-turbines)*
- CEI/TR 61364, *Nomenclature concernant les machines hydrauliques équipant les centrales hydro-électriques*
- CEI/TR 61366 (toutes les parties), *Hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines – Tendering documents*
- ASME PTC 18: *Hydraulic Turbines and Pump-Turbines*
- ASME Boiler and Pressure Vessel Code *Section VIII Rules for Construction of Pressure Vessels*
- ASTM A609/A609M: *Standard Practice for Castings, Carbon, Low-Alloy, and Martensitic Stainless Steel, Ultrasonic Examination Thereof*
- ASTM E125: *Standard reference photographs for magnetic particle indications on ferrous castings*
- ASTM E165: *Standard practice for liquid penetrant inspection method*
- ASTM E433: *Standard reference photographs for liquid penetrant inspections*
- ASTM E709-80: *Standard practice for magnetic particle examination*
- ISO 1940-1, *Vibrations mécaniques - Exigences en matière de qualité dans l'équilibrage pour les rotors en état (rigide) constant - Partie 1: Spécifications et vérification des tolérances d'équilibrage*
- IEEE 810: *Hydraulic Turbine And Generator Integrally Forged Shaft Couplings And Shaft Runout Tolerances*
- CEA Engineering and Operating Division: *Hydroelectric Turbine-Generator Units Guide For Erection Tolerances and Shaft System Alignment Part I - Definitions*
- CEA Engineering and Operating Division: *Hydroelectric Turbine-Generator Units Guide For Erection Tolerances and Shaft System Alignment Part II – Vertical Shaft Units with Francis Turbines or Reversible Pump-Turbines*
- CEA Engineering and Operating Division: *Hydroelectric Turbine-Generator Units Guide For Erection Tolerances and Shaft System Alignment Part III – Vertical Shaft Units with Fixed-blade Propeller and Kaplan Turbines*
- CEA Engineering and Operating Division: *Hydroelectric Turbine-Generator Units Guide For Erection Tolerances and Shaft System Alignment Part IV – Vertical Shaft Units with Impulse Turbines*
- CEA Engineering and Operating Division: *Hydroelectric Turbine-Generator Units Guide For Erection Tolerances and Shaft System Alignment Part V – Maintenance of Vertical Shaft Units (All Types of Turbines or Pump-Turbines) Limits for Key Parameters*

LICENSED TO MECON Limited. - RANCHI/BANGALORE
FOR INTERNAL USE AT THIS LOCATION ONLY, SUPPLIED BY BOOK SUPPLY BUREAU.

LICENSED TO MECON Limited. - RANCHI/BANGALORE
FOR INTERNAL USE AT THIS LOCATION ONLY, SUPPLIED BY BOOK SUPPLY BUREAU.

INTERNATIONAL
ELECTROTECHNICAL
COMMISSION

3, rue de Varembé
P.O. Box 131
CH-1211 Geneva 20
Switzerland

Tel: + 41 22 919 02 11
Fax: + 41 22 919 03 00
info@iec.ch
www.iec.ch