

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE



Hydraulic machines – Guide for dealing with hydro-abrasive erosion in Kaplan, Francis, and Pelton turbines

Machines hydrauliques – Guide relatif au traitement de l'érosion hydro-abrasive des turbines Kaplan, Francis et Pelton



THIS PUBLICATION IS COPYRIGHT PROTECTED

Copyright © 2013 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

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

Useful links:

IEC publications search - www.iec.ch/searchpub

The advanced search enables you to find IEC publications by a variety of criteria (reference number, text, technical committee,...).

It also gives information on projects, replaced and withdrawn publications.

IEC Just Published - webstore.iec.ch/justpublished

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

Electropedia - www.electropedia.org

The world's leading online dictionary of electronic and electrical terms containing more than 30 000 terms and definitions in English and French, with equivalent terms in additional languages. Also known as the International Electrotechnical Vocabulary (IEV) on-line.

Customer Service Centre - webstore.iec.ch/csc

If you wish to give us your feedback on this publication or need further assistance, please contact the Customer Service Centre: csc@iec.ch.

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.

Liens utiles:

Recherche de publications CEI - www.iec.ch/searchpub

La recherche avancée vous permet de trouver des publications CEI en utilisant différents critères (numéro de référence, texte, comité d'études,...).

Elle donne aussi des informations sur les projets et les publications remplacées ou retirées.

Just Published CEI - webstore.iec.ch/justpublished

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

Electropedia - www.electropedia.org

Le premier dictionnaire en ligne au monde de termes électroniques et électriques. Il contient plus de 30 000 termes et définitions en anglais et en français, ainsi que les termes équivalents dans les langues additionnelles. Egalement appelé Vocabulaire Electrotechnique International (VEI) en ligne.

Service Clients - webstore.iec.ch/csc

Si vous désirez nous donner des commentaires sur cette publication ou si vous avez des questions contactez-nous: csc@iec.ch.

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE



Hydraulic machines – Guide for dealing with hydro-abrasive erosion in Kaplan, Francis, and Pelton turbines

Machines hydrauliques – Guide relatif au traitement de l'érosion hydro-abrasive des turbines Kaplan, Francis et Pelton

INTERNATIONAL
ELECTROTECHNICAL
COMMISSION

COMMISSION
ELECTROTECHNIQUE
INTERNATIONALE

PRICE CODE
CODE PRIX

XC

ICS 23.100.10; 27.140

ISBN 978-2-83220-829-8

**Warning! Make sure that you obtained this publication from an authorized distributor.
Attention! Veuillez vous assurer que vous avez obtenu cette publication via un distributeur agréé.**

CONTENTS

FOREWORD.....	5
INTRODUCTION.....	7
1 Scope.....	8
2 Terms, definitions and symbols	8
2.1 Units	8
2.2 Terms, definitions and symbols	9
3 Abrasion rate.....	11
3.1 Theoretical model.....	11
3.2 Introduction to the <i>PL</i> variable	13
3.3 Survey results	15
3.4 Reference model	16
4 Design.....	17
4.1 General.....	17
4.2 Water conveyance system.....	17
4.3 Valve.....	18
4.3.1 General	18
4.3.2 Selection of abrasion resistant materials and coating	18
4.3.3 Stainless steel overlays.....	19
4.3.4 Protection (closing) of the gap between housing and trunnion	19
4.3.5 Stops located outside the valve	19
4.3.6 Proper capacity of inlet valve operator.....	19
4.3.7 Increase bypass size to allow higher guide vane leakage	19
4.3.8 Bypass system design.....	20
4.4 Turbine.....	20
4.4.1 General	20
4.4.2 Hydraulic design.....	20
4.4.3 Mechanical design.....	22
4.4.4 Operation	28
4.4.5 Spares and regular inspections	29
4.4.6 Particle sampling and monitoring.....	29
5 Abrasion resistant materials	30
5.1 Guidelines concerning relative abrasion resistance of materials including abrasion resistant coatings.....	30
5.1.1 General	30
5.1.2 Discussion and conclusions.....	31
5.2 Guidelines concerning maintainability of abrasion resistant coating materials.....	32
5.2.1 Definition of terms used in this subclause	32
5.2.2 Time between overhaul for protective coatings	32
5.2.3 Maintenance of protective coatings.....	33
6 Guidelines on insertions into specifications	34
6.1 General.....	34
6.2 Properties of particles going through the turbine.....	35
6.3 Size distribution of particles	35
6.4 Mineral composition of particles for each of the above mentioned periods	36
Annex A (informative) <i>PL</i> calculation example.....	37
Annex B (informative) Measuring and recording abrasion damages	39

Annex C (informative) Water sampling procedure	52
Annex D (informative) Procedures for analysis of particle concentration, size, hardness and shape	53
Annex E (informative) Tests of abrasion resistant materials	56
Annex F (informative) Typical criteria to determine overhaul time due to abrasion erosion	67
Annex G (informative) Example to calculate the amount of erosion in the full model	68
Annex H (informative) Examples to calculate the TBO in the reference model.....	70
Bibliography.....	73
Figure 1 – Estimation of the characteristic velocities in guide vanes, W_{gv} , and runner, W_{run} , as a function of turbine specific speed	13
Figure 2 – Example of flow pattern in a Pelton injector at different load	14
Figure 3 – Example of protection of transition area	19
Figure 4 – Runner blade overhang in refurbishment project	21
Figure 5 – Example of “mouse-ear” cavitation on runner band	22
Figure 6 – Detailed design of guide vane trunnion seals	23
Figure 7 – Example of fixing of facing plates from the dry side	25
Figure 8 – Head cover balancing pipes with bends.....	26
Figure 9 – Step labyrinth with optimized shape for hard coating	28
Figure 10 – Development of spiral pressure over time.....	33
Figure D.1 – Typical examples of particle geometry	55
Figure E.1 – Schematic of test rig used for test 1	56
Figure E.2 – ASTM test apparatus	58
Figure E.3 – Test coupon.....	59
Figure E.4 – Slurry pot test facility	60
Figure E.5 – High velocity test rig	61
Figure E.6 – Samples are located on the rotating disk	62
Figure E.7 – Comparison of two samples after testing.....	62
Figure E.8 – Whole test system of rotating disk	62
Figure E.9 – Schematic of test rig used for test 8	64
Figure E.10 – Testing of samples on hydro abrasive stand	65
Figure E.11 – Cover of disc	65
Figure E.12 – Curve of unit abrasion rate with circumference velocity for 3 kinds of materials.....	66
Table 1 – Data analysis of the supplied questionnaire.....	16
Table 2 – Overview over the feasibility for repair C	33
Table 3 – Form for properties of particles going through the turbine.....	35
Table 4 – Form for size distribution of particles.....	36
Table 5 – Form for mineral composition of particles for each of the above mentioned periods	36
Table A.1 – Example of documenting sample tests	37
Table A.2 – Example of documenting sample results	38
Table B.1 – Inspection record, runner blade inlet form	44

Table B.2 – Inspection record, runner blade outlet form	45
Table B.3 – Inspection record, runner band form.....	46
Table B.4 – Inspection record, guide vanes form.....	47
Table B.5 – Inspection record, facing plates and covers form.....	48
Table B.6 – Inspection record, upper stationary seal form.....	49
Table B.7 – Inspection record, upper rotating seal form	49
Table B.8 – Inspection record, lower stationary seal form	50
Table B.9 – Inspection record, lower rotating seal form.....	51
Table E.1 – Relative wear resistance in laboratory test 1	57
Table E.2 – Relative wear resistance in laboratory test 2	57
Table E.3 – Relative wear resistance in laboratory test 3	58
Table E.4 – Relative wear resistance in test 4.....	59
Table E.5 – Results of test.....	60
Table E.6 – Results of test.....	61
Table E.7 – Results from test.....	63
Table E.8 – Relative wear resistance in laboratory test 8	64
Table E.9 – Results of relative wear resistance for some materials ($U = 40\text{m/s}$).....	66
Table G.1 – Calculations.....	69
Table H.1 – Pelton turbine calculation example.....	70
Table H.2 – Francis turbine calculation example.....	71

With IEC 62364-3:2013

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 62364-3:2013

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

HYDRAULIC MACHINES – GUIDE FOR DEALING WITH HYDRO-ABRASIVE EROSION IN KAPLAN, FRANCIS, AND PELTON TURBINES

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 itself does not provide any attestation of conformity. Independent certification bodies provide conformity assessment services and, in some areas, access to IEC marks of conformity. IEC is not responsible for any services carried out by independent certification bodies.
- 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 62364 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
4/279/FDIS	4/283/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.

The committee has decided that the contents of this publication will remain unchanged until the stability 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.

IMPORTANT – The 'colour inside' logo on the cover page of this publication indicates that it contains colours which are considered to be useful for the correct understanding of its contents. Users should therefore print this document using a colour printer.

Withdrawn
IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 62364:2013

INTRODUCTION

Many owners of hydroelectric plants contend with the sometimes very aggressive deterioration of their machines due to particle abrasion. Such owners must find the means to communicate to potential suppliers of machines for their sites, their desire to have the particular attention of the designers at the turbine design phase, directed to the minimization of the severity and effects of particle abrasion.

Limited consensus and very little quantitative data exists on the steps which the designer could and should take to extend the useful life before major overhaul of the turbine components when they are operated under severe particle abrasion service. This has led some owners to write into their specifications, conditions which cannot be met with known methods and materials.

Withdrawing
IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 62364:2013

HYDRAULIC MACHINES – GUIDE FOR DEALING WITH HYDRO-ABRASIVE EROSION IN KAPLAN, FRANCIS, AND PELTON TURBINES

1 Scope

This Guide serves to:

- a) present data on particle abrasion rates on several combinations of water quality, operating conditions, component materials, and component properties collected from a variety of hydro sites;
- b) develop guidelines for the methods of minimizing particle abrasion by modifications to hydraulic design for clean water. These guidelines do not include details such as hydraulic profile shapes which should be determined by the hydraulic design experts for a given site;
- c) develop guidelines based on “experience data” concerning the relative resistance of materials faced with particle abrasion problems;
- d) develop guidelines concerning the maintainability of abrasion resistant materials and hard facing coatings;
- e) develop guidelines on a recommended approach, which owners could and should take to ensure that specifications communicate the need for particular attention to this aspect of hydraulic design at their sites without establishing criteria which cannot be satisfied because the means are beyond the control of the manufacturers;
- f) develop guidelines concerning operation mode of the hydro turbines in water with particle materials to increase the operation life.

It is assumed in this Guide that the water is not chemically aggressive. Since chemical aggressiveness is dependent upon so many possible chemical compositions, and the materials of the machine, it is beyond the scope of this Guide to address these issues.

It is assumed in this Guide that cavitation is not present in the turbine. Cavitation and abrasion may reinforce each other so that the resulting erosion is larger than the sum of cavitation erosion plus abrasion erosion. The quantitative relationship of the resulting abrasion is not known and it is beyond the scope of this guide to assess it, except to recommend that special efforts be made in the turbine design phase to minimize cavitation.

Large solids (e.g. stones, wood, ice, metal objects, etc.) traveling with the water may impact turbine components and produce damage. This damage may in turn increase the flow turbulence thereby accelerating wear by both cavitation and abrasion. Abrasion resistant coatings can also be damaged locally by impact of large solids. It is beyond the scope of this Guide to address these issues.

This guide focuses mainly on hydroelectric powerplant equipment. Certain portions may also be applicable to other hydraulic machines.

2 Terms, definitions and symbols

2.1 Units

The International System of Units (S.I.) is adopted throughout this guide but other systems are allowed.

2.2 Terms, definitions and symbols

For the purposes of this document, the following terms, definitions and symbols apply.

NOTE They are also based, where relevant, on IEC/TR 61364.

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
2.2.1	specific hydraulic energy of a machine	specific energy of water available between the high and low pressure reference sections 1 and 2 of the machine Note 1 to entry: For full information, see IEC 60193.	E	J/kg
2.2.2	acceleration due to gravity	local value of gravitational acceleration at the place of testing Note 1 to entry: For full information, see IEC 60193.	g	m/s ²
2.2.3	turbine head pump head	available head at hydraulic machine terminal $H = E/g$	H	m
2.2.4	reference diameter	reference diameter of the hydraulic machine Note 1 to entry: For Pelton turbines this is the pitch diameter, for Kaplan turbines this is the runner chamber diameter and for Francis and Francis type pump turbines this is the blade low pressure section diameter at the band Note 2 to entry: See IEC 60193 for further information.	D	m
2.2.5	abrasion depth	depth of metal layer that has been removed from a component due to particle abrasion	S	mm
2.2.6	characteristic velocity	characteristic velocity defined for each machine component and used to quantify particle abrasion damage Note 1 to entry: See also 2.2.20 to 2.2.24.	W	m/s
2.2.7	particle concentration	the mass of all solid particles per m ³ of water solution Note 1 to entry: In case the particle concentration is expressed in ppm it is recommended to use the mass of particles per mass of water, so that 1 000 ppm approximately corresponds to 1 kg/m ³ .	C	kg/m ³
2.2.8	particle load	the particle concentration integrated over the time, T , that is under consideration $PL = \int_0^T C(t) \times K_{\text{size}}(t) \times K_{\text{shape}}(t) \times K_{\text{hardness}}(t) dt$ $\left(\approx \sum_{n=1}^N C_n \times K_{\text{size},n} \times K_{\text{shape},n} \times K_{\text{hardness},n} \times T_{s,n} \right)$ $C(t) = 0$ if no water is flowing through the turbine. If the unit is at standstill with pressurized spiral case then $C(t)=0$ when calculating PL for runner and labyrinth seals, but $C(t) \neq 0$ when calculating PL for guide vanes and facing plates.	PL	kg × h/m ³
2.2.9	size factor	factor that characterizes how the abrasion relates to the size of the abrasive particles	K_{size}	
2.2.10	shape factor	factor that characterizes how the abrasion relates to the shape of the abrasive particles	K_{shape}	
2.2.11	hardness factor	factor that characterizes how the abrasion relates to the hardness of the abrasive particles	K_{hardness}	

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
2.2.12	material factor	factor that characterizes how the abrasion relates to the material properties of the base material	K_m	
2.2.13	flow coefficient	coefficient that characterizes how the abrasion relates to the water flow around each component	K_f	$\frac{\text{mm} \times \text{s}^{3,4}}{\text{kg} \times \text{h} \times \text{m}^a}$
2.2.14	sampling interval	the time interval between two water samples taken to determine the concentration of abrasive particles in the water	T_s	h
2.2.15	yearly particle load	the total PL for 1 year of operation, i.e. PL for $T = 8\,760$ h calculated in accordance with 2.2.8	PL_{year}	$\text{kg} \times \text{h}/\text{m}^3$
2.2.16	maximum concentration	the maximum concentration of abrasive particles over a specified time interval	C_{max}	kg/m^3
2.2.17	particle median diameter	the median diameter of abrasive particles in a sample, i.e. such diameter that the particles with size smaller than the value under consideration represent 50 % of the total mass of particles in the sample	dP_{50}	mm
2.2.18	wear resistance index	abrasion depth or volume of a reference material (generally some version stainless steel) divided by the abrasion depth or volume of the material in question, tested under the same conditions	WRI	-
2.2.19	impingement angle	the angle between the particle trajectory and the surface of the substrate		°
2.2.20	characteristic velocity in Francis guide vanes characteristic velocity in Kaplan guide vanes	flow through unit divided by the minimum flow area at the guide vane apparatus estimated at best efficiency point $W_{\text{gv}} = \frac{Q}{a \times Z_0 \times B_0}$	W_{gv}	m/s
2.2.21	characteristic velocity in guide vanes of Kaplan, Francis or tubular turbines	speed of the water flow at guide vane location $W_{\text{gv}} = 0,5 \times \sqrt{2 \times E}$	W_{gv}	m/s
2.2.22	characteristic velocity in Pelton injector	speed of the water flow at injector location $W_{\text{inj}} = \sqrt{2 \times E}$	W_{inj}	m/s
2.2.23	characteristic velocity in Kaplan or Francis tubular turbine runner	the relative velocity between the water and the runner blade estimated with below formulas at best efficiency point $W_{\text{run}} = \sqrt{u_2^2 + c_2^2}$ $u_2 = n \times \pi \times D$ $c_2 = \frac{Q \times 4}{\pi \times D^2}$ Note 1 to entry: In calculation of c_2 for Kaplan turbines, the hub diameter has been neglected in the interest of simplicity.	W_{run}	m/s
2.2.24	characteristic velocity in Pelton runner	speed of the water flow at a Pelton runner $W_{\text{run}} = 0,5 \times \sqrt{2 \times E}$	W_{run}	m/s
2.2.25	discharge (volume flow rate)	volume of water per unit time passing through any section in the system	Q	m^3/s
2.2.26	guide vane opening	average shortest distance between adjacent guide vanes (at a specified section if necessary)	A	m

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
		Note 1 to entry: For further information, see IEC 60193.		
2.2.27	number of guide vanes	total number of guide vanes in a turbine	z_0	
2.2.28	distributor height	height of the distributor in a turbine	B_0	m
2.2.29	rotational speed	number of revolutions per unit time	n	1/s
2.2.30	specific speed	commonly used specific speed to of an hydraulic machine $n_s = \frac{60 \times n \times \sqrt{P}}{H^{5/4}}$ P and H are taken in the rated operating point and given in kW and m respectively	n_s	
2.2.31	output	output of the turbine in the rated operating point	P	kW
2.2.32	actual abrasion depth of target unit	the estimated depth of metal that will be removed from a component of the target turbine due to particle abrasion Note 1 to entry: For use with the Reference model.	$S_{\text{target, actual}}$	mm
2.2.33	actual abrasion depth of reference unit	the actual depth of metal that has been removed from a component of the reference turbine due to particle abrasion Note 1 to entry: For use with the Reference model.	$S_{\text{ref, actual}}$	mm
2.2.34	number of nozzles	number of nozzles in a Pelton turbine	z_0	
2.2.35	bucket width	bucket width in a Pelton runner	B_2	mm
2.2.36	number of buckets	number of buckets in a Pelton runner	z_2	
2.2.37	time between overhaul for target unit	time between overhaul for target unit Note 1 to entry: For use with the reference model.	TBO_{target}	h
2.2.38	time between overhaul for reference unit	time between overhaul for reference unit Note 1 to entry: For use with the reference model.	TBO_{ref}	h
2.2.39	turbine reference size	the reference size for calculation curvature dependent effects of erosion Note 1 to entry: For Francis turbines, it is the reference diameter, D (see 2.2.4). Note 2 to entry: For Pelton turbines it is the inner bucket width, B . Note 3 to entry: For further information in the inner bucket width, B , see IEC 60609-2.	RS	m
2.2.40	size exponent	exponent that describes the size dependant effects of erosion in evaluating RS	p	
2.2.41	exponent	numerical value of $0,4-p$ that balances units for K_f	α	

3 Abrasion rate

3.1 Theoretical model

In order to demonstrate how different critical aspects impact the particle abrasion rate in the turbine, the following formula is considered:

$dS/dt = f(\text{particle velocity, particle concentration, particle physical properties, flow pattern, turbine material properties, other factors})$

However, this formula being of little practical use, several simplifications are introduced. The first simplification is to consider the several variables as independent as follows:

$dS/dt = f(\text{particle velocity}) \times f(\text{particle concentration}) \times f(\text{particle physical properties, turbine material properties}) \times f(\text{flow pattern}) \times f(\text{turbine material properties}) \times f(\text{other factors})$

This simplification is not proven. In fact, many examples can be found where this simplification was not strictly valid. Nevertheless, based on literature studies and experience, this simplification is considered to be justified for hydraulic machines.

The next simplification consists in assigning values to the functions. In the following equations the numerical values for the parameters, without units, have to be used. The units in which the values should be based are given below:

- $f(\text{particle velocity}) = (\text{particle velocity})^n$. In the literature abrasion is often considered proportional to the velocity raised to an exponent, n . Most references give values of n between 2 and 4. In this guide we suggest to use $n = 3.4$. Particle velocity in m/s,
- $f(\text{particle concentration}) = \text{particle concentration in kg/m}^3$,
- $f(\text{particle physical properties, turbine material properties}) = K_{\text{hardness}}$ = function of how hard the particles are in relation to the material at the surface. At the present stage we suggest to use K_{hardness} = fraction of particles harder than the material at the surface,
- $f(\text{flow pattern}) = K_f/RS^p$ (K_f = constant for each turbine component, RS = turbine reference size in m, p = exponent for each turbine component). K_f considers impingement angle and flow turbulence. RS^p considers part curvature radius,
- $f(\text{particle physical properties}) = f(\text{particle size, particle shape, particle hardness}) = f(\text{particle size}) \times f(\text{particle shape}) = K_{\text{size}} \times K_{\text{shape}}$. Note that in this simplification it is assumed that there is no influence from the particle hardness for this function. The particle hardness is considered in the K_{hardness} factor,
- K_{size} = median diameter of particles in mm,
- $K_{\text{shape}} = f(\text{particle angularity})$. It is believed that K_{shape} will increase with the degree of irregularity of the particles. Specific data is not available at present but several literature references indicate that K_{shape} varies from 1 to 2 from round to sharp,
- $f(\text{turbine material properties}) = K_m$. In this guide we consider $K_m = 1$ for martensitic stainless steel with 13 % Cr and 4 % Ni and $K_m = 2$ for carbon steel. For coated components K_m should be smaller than 1,
- $f(\text{other factors}) = 1$.

Again, these functions are engineering approximations in order to obtain useful results for hydraulic machines. We then have the following formula

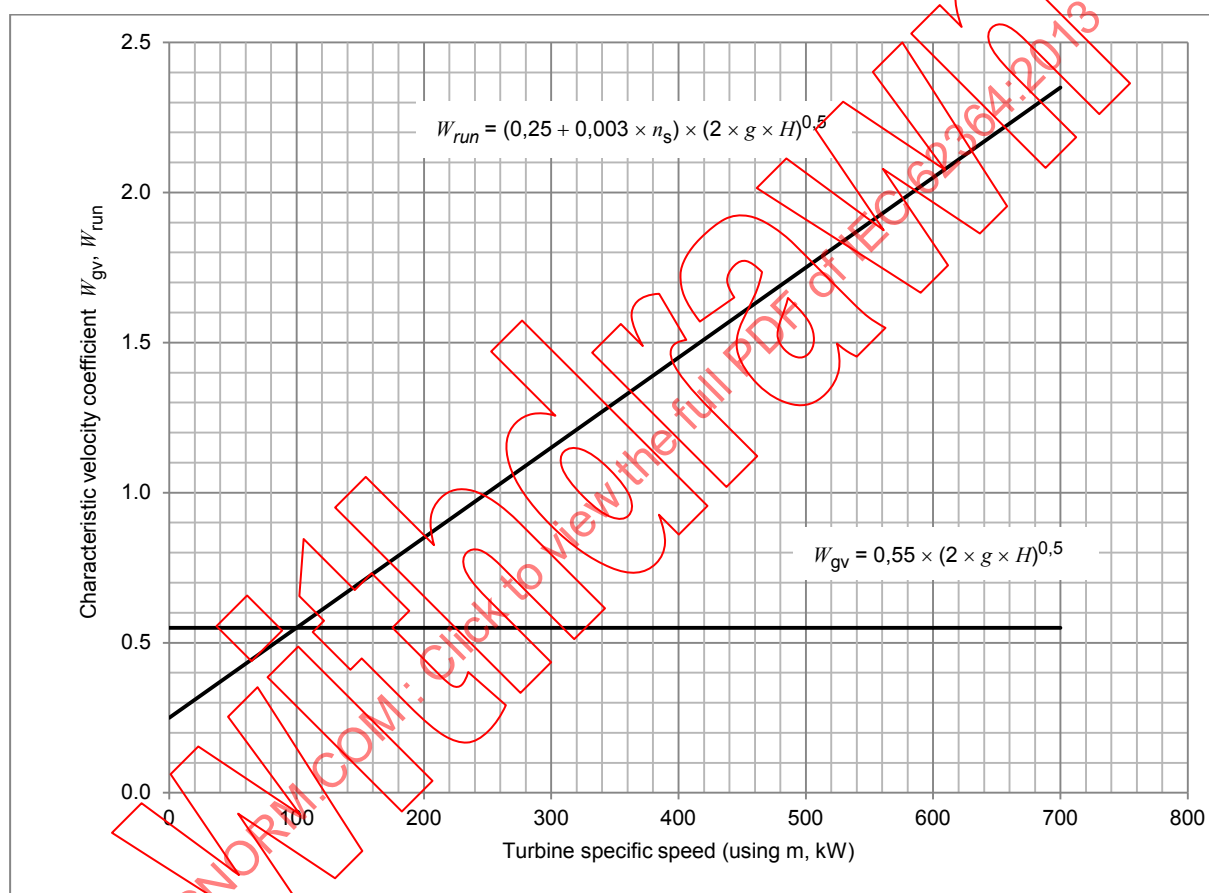
$$dS/dt = (\text{particle velocity})^{3.4} \times C \times K_{\text{hardness}} \times K_{\text{size}} \times K_{\text{shape}} \times K_f/RS^p \times K_m$$

The final step is to integrate this formula with respect to time. When we do this we find three distinct different types of variables with respect to their variations in time:

- 1) particle velocity and K_f : these variables vary with the water flow relative to the individual component, which in turn may vary with the head and flow;
- 2) C , K_{hardness} , K_{size} and K_{shape} : these variables vary with the particle properties. Integrated over time these variables become particle load, PL (see 2.2.8 for definition of PL and Annex A for a sample calculation);
- 3) RS , p and K_m : these variables are constant in time.

To find a simple and reasonably accurate estimate of the time integral, the PL variable (see 2.2.8) is introduced. PL integrates C , K_{hardness} , K_{size} and K_{shape} over time. When using PL , the particle velocity and K_f can be considered approximately constant over a limited variation of head and flow (see 3.2). Since these variables are considered constant, K_f and p were used as calibration factors to obtain good agreement between actual test data and the formula. The particle velocity can be replaced with the characteristic velocity, W , defined in 2.2.20 to 2.2.24.

W may be calculated for a specific turbine based on main data and dimensions. Since the effect of velocity on abrasion is proportional to the velocity raised to a power of 3,4 it is very important to estimate it accurately. For new turbines during design and bid stage, W for different components should be provided by the turbine manufacturer. When this is not possible, W can be estimated approximately from the diagram in Figure 1.



NOTE Values of n_s and H in this figure refer to the rated operating point while the characteristic velocities are given for the points noted in 2.2.

Figure 1 – Estimation of the characteristic velocities in guide vanes, W_{gv} , and runner, W_{run} , as a function of turbine specific speed

So the final, time integrated formula becomes:

$$S = W^{3,4} \times PL \times K_m \times K_f / RSP$$

S is the numerical value of the abrasion depth in mm.

3.2 Introduction to the PL variable

In this code the PL variable has been introduced, which has not been widely used before. One common way to integrate abrasion over time has been to consider the total weight of particles

that pass the turbine. However, this approach has usually not considered the effects from variation in flow or head in the turbine and could therefore lead to erroneous conclusions.

To illustrate this consider the following example. A Pelton injector (see Figure 2) operates for one day. Assume the head is 800 m and the abrasive particle concentration is $0,1 \text{ kg/m}^3$.

Case 1: At full opening (top half of Figure 2) the water with particles flows over the seat ring with a velocity of $(2 \times g \times H)^{0,5} = 125 \text{ m/s}$. In one day the amount of particles that pass the injector is $2 \text{ m}^3/\text{s} \times 3\,600 \text{ s/h} \times 24 \text{ h/day} \times 0,1 \text{ kg/m}^3 \times 1 \text{ day} = 17 \text{ tons}$.

Case 2: At 10 % opening (bottom half of Figure 2) the water with particles flows over the seat ring with the same velocity as in case 1 (125 m/s). In one day the amount of particles that pass the injector is $0,2 \times 3\,600 \times 24 \times 0,1 \times 1 = 1,7 \text{ tons}$.

In both cases the seat ring has been subject to abrasion with the same particle concentration, the same water velocity and the same amount of time. Therefore, the expected abrasion damage is the same. The *PL* variable also gives the same value in both cases. However, the total weight of particles that has passed the unit is 10 times higher in case 1 compared to case 2. So, *PL* is expected to correlate better with abrasion damage than the total weight of particles that has passed the seat ring.

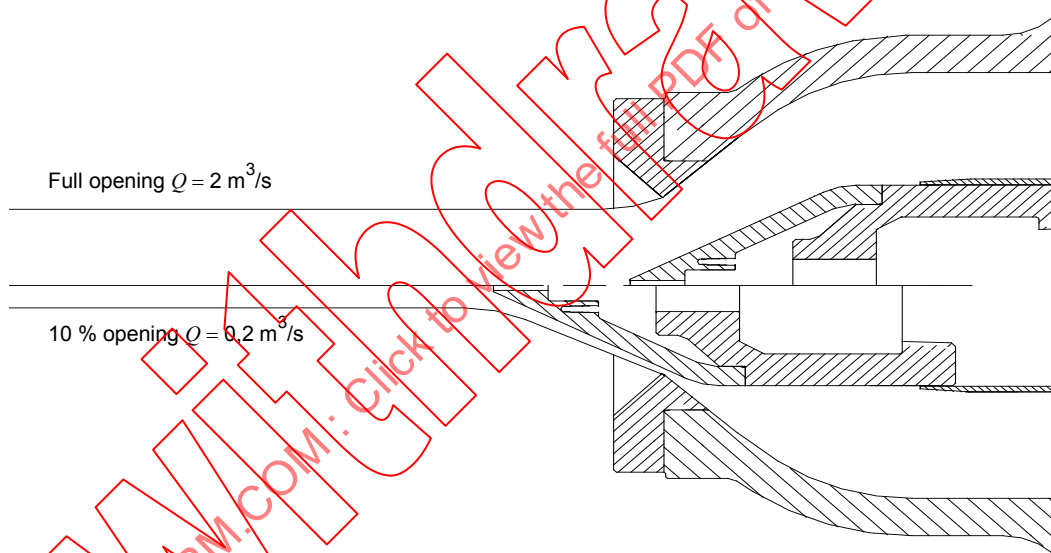


Figure 2 – Example of flow pattern in a Pelton injector at different load

The same type of reasoning can also be applied to other components subject to abrasion. In the following is a condensed summary of such analysis.

- Pelton needle tip

Very good correlation between *PL* and abrasion damage with minor influence of turbine discharge or head is expected. Some influence from the turbine flow since the water velocity is lower further inside the injector, where the needle is located at high flows. Some influence from turbine head since the water velocity is proportional to the square root of the head. With head and flow variations that are normal in Pelton projects this influence is disregarded in the interest of simplicity.

- Pelton runner

Good correlation between *PL* and abrasion damage with minor influence of turbine discharge or head is expected. Some influence from the turbine flow since the water film is thicker at higher flows and therefore more particles may be pressed towards the outside surface due to centrifugal forces. Some influence from turbine head since the relative water velocity in the

runner depends on the head. With head and flow variations that are normal in Pelton projects, this influence is disregarded in the interest of simplicity.

- Francis and Kaplan guide vanes and covers / facing plates

Good correlation between PL and abrasion damage with minor influence of turbine discharge or head is expected. Some influence from the turbine flow since the water velocity is higher at low discharge and the pressure difference between the two sides of the guide vane varies with flow. In particular, if the unit is at standstill with pressurized spiral case the leakage flow through the guide vanes has high velocity. Some influence from the turbine head since the relative water velocity in the guide vanes depends on the head. With head and flow variations that are normal in Francis and Kaplan projects, this influence is disregarded in the interest of simplicity.

- Francis runner seals / labyrinths

Very good correlation between PL and abrasion damage with minor influence of turbine discharge or head is expected. Some influence is expected from the turbine flow and head since they influence the pressure before and after the seal and thus the leakage flow through the seal. With head and flow variations that are normal in Francis projects, this influence is disregarded in the interest of simplicity.

- Francis runner blade inlet

Good correlation between PL and abrasion damage with minor influence of turbine discharge or head is expected. Some influence from the turbine discharge is expected since the water velocity is higher at low discharge. Moreover, the pressure difference between the two sides of the guide vanes varies with opening, resulting in more leakage between the guide vanes and the covers which in turn results in more unfavourable flow conditions at the runner inlet. Also discharge and head variations from the optimum operating point, will result in more unfavourable flow conditions at the runner inlet. With head and flow variations that are normal in Francis projects this influence is disregarded, as long as inlet cavitation is not present, in the interest of simplicity.

- Francis runner blade outlet

Reasonable correlation between PL and abrasion damage with minor influence of turbine discharge or head is expected. At part load there are two main phenomena that influence the wear. One is that the average velocity (defined as the total flow divided by the flow passage area) will decrease with decreasing discharge. The other is that the degree of turbulence will increase and the flow distribution will lose uniformity at low discharge (typically below 50 % to 80 % of maximum discharge). These two phenomena influence the wear in opposite ways, but it is expected that the turbulence effect will dominate and thus that the wear will increase at partial load. However, due to lack of supporting data this influence is disregarded in the interest of simplicity.

- Kaplan runner blade

Very good correlation between PL and abrasion damage with minor influence of turbine discharge or head is expected. With head and flow variations that are normal in Kaplan projects this influence is disregarded in the interest of simplicity.

- Kaplan runner chamber

Good correlation between PL and abrasion damage with minor influence of turbine discharge or head is expected. With head and flow variations that are normal in Kaplan projects this influence is disregarded in the interest of simplicity.

3.3 Survey results

A questionnaire was sent to plant operators at sites known for their exposure to particle abrasion problems. The purpose of this questionnaire was to collect and analyse data on

particle abrasion rates on as many combinations of water quality, operating conditions, component materials, and component properties as possible.

This data was analyzed and the factor K_f and the exponent p determined for each component to get the best possible correspondence between the calculated and observed amount of erosion. The average K_f was then determined for all observations with components of the same type. Table 1 below shows the resulting K_f and p for various components as well as the number of observations. The ratio between the measured and calculated values of the abrasion depth was determined and the standard deviation calculated.

Table 1 – Data analysis of the supplied questionnaire

Component	K_f	Exponent p (for RS)	Number of observations	Standard deviation %
Francis guide vanes	$1,06 \times 10^{-6}$	0,25	7	42
Francis facing plates	$0,86 \times 10^{-6}$	0,25	7	38
Francis labyrinth seals	$0,38 \times 10^{-6}$	0,75	7	30
Francis runner inlet	$0,90 \times 10^{-6}$	0,25	6	26
Francis runner outlet	$0,54 \times 10^{-6}$	0,75	6	41

Although the values of standard deviation in the table above shows that the formula gives reasonable accuracy, it should be kept in mind that the amount of observations is limited and that further observations may improve the formula.

It is only for Francis turbines that enough data has been available for a meaningful analysis. Not enough data is available for Kaplan and Pelton turbines to give detailed guidelines.

In general, it is challenging to obtain complete and unambiguous observations from existing measurements. It is hoped that additional observations can be made in the future to further calibrate and revise the erosion model.

3.4 Reference model

In the Reference model presented in this guide the TBO of two turbines are compared to each other. To do this the TBO of one turbine (here called reference turbine) and the differences in the influencing parameters to another turbine (here called target turbine) have to be known to calculate the TBO of the target turbine. Note that the same overhaul criteria have to be applied for both the target and reference turbines.

The aim of the Reference model is not to calculate the erosion depth (S). Therefore a calibrated model for the depth is not necessary. The criteria for the TBO can be the relative amount of damage, the efficiency loss or some other criteria but has to be the same for both turbines.

There are a few differences in the way the formula is built up between the Reference model and the absolute model as follows:

- since the Reference model does not calculate the erosion depth of individual components, constants valid for the whole turbine are used instead of different constants for different components;
- a larger turbine can normally withstand more abrasion depth than a small turbine before it needs overhaul. For this reason the exponent for turbine reference size, p , is chosen as 1 in the Reference model;
- for Pelton turbines it is assumed that the critical component for overhaul is the runner. In addition to the factors described above, the K_f for Pelton runners is assumed to be

proportional to the number of nozzles and the speed and inversely proportional to the number of buckets;

- for Pelton turbines the reference size is taken as the bucket width, B_2 , instead of the runner diameter.

The TBO for the target turbine can be calculated as follows:

$$\frac{TBO_{\text{target}}}{TBO_{\text{ref}}} = \frac{W_{\text{ref}}^{3,4}}{W_{\text{target}}^{3,4}} \times \frac{PL_{\text{ref}}}{PL_{\text{target}}} \times \frac{K_{m,\text{ref}}}{K_{m,\text{target}}} \times \frac{K_{f,\text{ref}}}{K_{f,\text{target}}} \times \frac{RS_{\text{target}}^p}{RS_{\text{ref}}^p}$$

In this equation we use the following values for the relationships:

$$\text{Pelton turbines: } K_{f,\text{ref}} / K_{f,\text{target}} = z_{0,\text{ref}} \times n_{\text{ref}} \times z_{2,\text{target}} / (z_{0,\text{target}} \times n_{\text{target}} \times z_{2,\text{ref}})$$

$$\text{Francis and Kaplan turbines: } K_{f,\text{ref}} / K_{f,\text{target}} = 1$$

$$\text{Size exponent: } p = 1$$

The accuracy of the Reference model might decrease when the differences between the reference and target turbines become large.

The sensitivity of the calculated TBO value to variances in the input variables can also be studied with the same formula.

4 Design

4.1 General

The following guidelines explain some recommended methods to minimize particle abrasion and the effects thereof, by modifying the design for clean water.

It should be understood that every hydraulic powerplant is a compromise between several requirements. While it is possible to design a unit to be more resistant against particle abrasion this may adversely affect other aspects of the turbine. Some examples are:

- thicker runner blades may result in decreased efficiency and increased risk of vibrations from von Karman vortices,
- fewer runner blades (in order to improve the access to the blade surfaces for thermal spray surface treatment) may result in reduced cavitation performance,
- abrasion resistant coatings may initially result in increased surface roughness, which may reduce the efficiency,
- reduced runner blade overhang may result in reduced cavitation performance, which in turn may reduce the output that can be achieved for a turbine upgrade,
- many abrasion resistance design features will increase the total cost of the powerplant.

The optimum combination of abrasion resistant design features should be considered and selected for each site based on its specific conditions.

4.2 Water conveyance system

An important consideration for the water conveyance system is to remove as many particles as possible already before they enter the high velocity zones in the machinery. Large reservoirs may be very useful for this purpose. If a large reservoir is not available, so-called desilting chambers may be built. It appears that the minimum particle size that can be removed by desilting chambers is to the order of 0,1 mm to 0,3 mm unless the cost and size of the structures becomes prohibitive. The detailed design of desilting chambers is outside the scope of this Guide.

It is also important that any transient conditions that the powerplant may experience do not disturb the sand in sand traps, or other places where sand may accumulate, so that it is drawn into the turbine. Therefore, the design of sand traps should also consider possible transient conditions.

Even small amounts of large particles, such as stones, can cause severe damage since they may not be able to pass the turbine until they have been crushed into smaller pieces. This is due to the centrifugal force in the rotating water between runner and guide vanes. It is therefore important that tunnels and penstocks are clean and tidy at initial startup and after maintenance work.

Due to generally low velocity the water conveyance system itself seldom sees significant abrasion damage and normal coating paint is usually enough to protect it.

4.3 Valve

4.3.1 General

If solid particle abrasion is expected, as a general rule all mechanical disturbances in the flow are subject to high abrasive attack. Therefore a spherical valve should be preferred instead of a butterfly valve where the sealing disc is continuously exposed to the abrasive water flow.

As a general rule for the design, the area exposed to the abrasive water should be as small as possible. Discontinuities and sharp transitions or direction change of the flow should also be avoided.

The shape of the housing around the sealing of the rotor or disc shall be smooth without sharp edges and big changes in the flow direction.

In case of several units on a single penstock and with a spherical valve or a butterfly biplane valve as inlet valve, it is preferable to have a maintenance seal in addition to the service seal. This will make it possible to do maintenance of the downstream seal while the other units are in service.

A ring gate is a special type of valve and similar considerations apply to the ring gate and the main inlet valve.

4.3.2 Selection of abrasion resistant materials and coating

The selection of materials and possible abrasion resistant coatings for components which are subject to abrasive wear is important. See also Clause 5.

Because corrosion with simultaneously acting abrasion increases the wear rate, stainless steel is the preferred selection. Weldable stainless steel materials are preferred. On the basis of the larger hardness, martensitic steel is favored over austenitic steel. Weldability and erosion resistance are often contradictory and an optimum should be sought in each case.

The possibility to weld in situ is an advantage for future repair.

In case abrasion resistant coatings are not applied, it is recommended to make a mechanical component design where such coatings can easily be applied at a later stage.

The whole sealing area should be made of stainless steel and, if subject to abrasive wear, a coating should be applied.

4.3.3 Stainless steel overlays

Stainless steel welded overlays with sufficient thickness may be used instead of solid stainless components, if the abrasion area is not too large.

4.3.4 Protection (closing) of the gap between housing and trunnion

The area between trunnion and housing is especially susceptible for abrasive wear. Since the transition trunnion to the rotor is one of the highly stressed areas of the inlet valves this area has to be especially protected. Completely stainless or welded stainless overlay protected trunnions are recommended. Through a pre-labyrinth, the transitions can be protected against the direct attack of abrasive particles (see Figure 3).

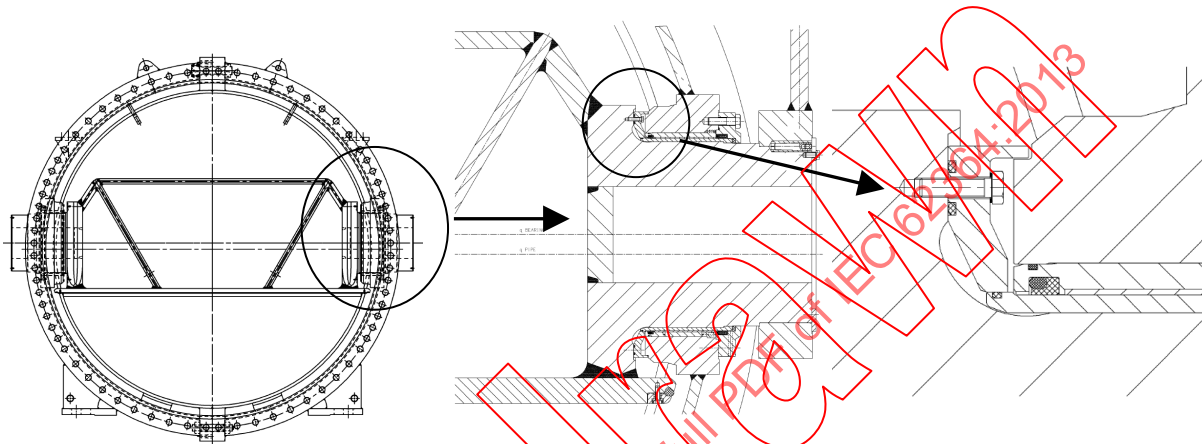


Figure 3 – Example of protection of transition area

4.3.5 Stops located outside the valve

In abrasive conditions, it is recommended that stops, which limit the angle of rotation of the rotor, are placed outside of the flow in the servomotor or adjacent to the lever.

4.3.6 Proper capacity of inlet valve operator

Normally inlet valves will be opened or closed with an approximately balanced pressure that is established by the bypass or the movable sealing rings.

If excessive abrasion occurs at the guide vanes, the differential pressure for the closing or opening of the inlet valve may be bigger than allowed or fixed in the layout. It is therefore recommended that the design takes into account a higher differential pressure for opening or closing. If the inlet valve is designed as an emergency shutoff valve it may already be able to open against a higher differential pressure.

Please see 5.2.2 for an example of how the pressurization of the spiral case can develop with abrasive wear in the guide vanes.

4.3.7 Increase bypass size to allow higher guide vane leakage

As already mentioned in 4.3.6 above, due to the excessive abrasion at the guide vanes the leakage water flow will increase to such an extent, that the balance water flow through the bypass of the inlet valve is not sufficient to achieve the pressure balance between the inlet pipe and spiral casing.

It is therefore recommended to increase the capacity of the bypass system.

4.3.8 Bypass system design

It is recommended to use an external bypass system instead of an internal one.

4.4 Turbine

4.4.1 General

These guidelines do not include details such as hydraulic profile shapes which should be determined by the hydraulic design experts for a given site.

4.4.2 Hydraulic design

4.4.2.1 Selection of type of machine

It is advantageous to select a type of machine that has low water velocity, that can easily be serviced and that can easily be coated with abrasion resistant coatings. Some general guidelines are as follows:

- in the choice between a vertical shaft Kaplan and a Bulb, the Kaplan will normally have lower velocity (see Figure 1). The serviceability and ease of coating is approximately equal between the two;
- in the choice between a Kaplan and a Francis, the Francis will normally have lower velocity. On the other hand, the Kaplan runner has better access for applying abrasion resistant coatings. The serviceability is approximately equal between the two;
- in the choice between a Francis and a Pelton the Francis will normally have lower maximum velocity. However, the parts in a Pelton turbine that are subject to the maximum velocity (i.e. the needle tips and seat rings) are small and have better access for applying abrasion resistant coatings. The Pelton turbine is also easier to service.

4.4.2.2 Specific speed

For the same plant lower specific speed machines are normally bigger and have lower water velocities in the runner outlet. However, the water velocities are not lower in the guide vanes and in the runner inlet. For Kaplan, Bulb and low head Francis turbines, most of the abrasion damage will be in the runner so the specific speed is important. For high head Francis turbines much of the abrasion damage will be in the guide vane apparatus, so the specific speed is not so important.

For Pelton turbines the water velocity does not depend on the specific speed. However, a lower number of jets is beneficial for a Pelton turbine since the buckets will be larger which in turn gives less water acceleration in the buckets and thus less abrasion damage. A lower number of jets will automatically result in a lower specific speed.

4.4.2.3 Variable speed

Even though variable speed machines are not frequent, they are less prone to cavitation, even under a wide head range operation. Due to this characteristic, the variable speed machine may better resist particle abrasion.

4.4.2.4 Turbine submergence

Cavitation and abrasion will mutually reinforce each other. For this reason it is recommended that the turbine submergence is higher for plants where abrasion is expected.

4.4.2.5 Runner blade overhang

During the refurbishment of a Francis turbine wheel it is sometimes necessary to significantly increase the turbine output. One way to do this is to extend the runner band inside the draft

tube cone, in order to increase the blade area and therefore improve the cavitation performance, see Figure 4. However, this creates additional turbulences at the entrance of the draft tube cone that will increase metal removal if particles are present in the water. A secondary effect of the overhang blades is to create a lower pressure zone downstream of the runner band seal, thus creating higher seal leakage and more particle abrasion at the band seal.

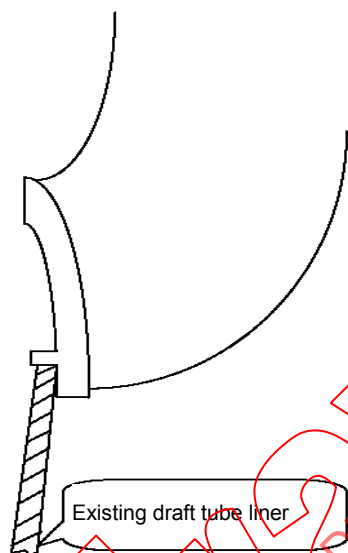


Figure 4 – Runner blade overhang in refurbishment project

4.4.2.6 Thicker runner blades and guide vanes

Increased runner blade thickness, particularly at the outflow edge, gives some extra margin before the removal of material on the runner blades becomes critical for the structural integrity of the runner. Designing a thicker blade should be done with care. A thicker blade may reduce the turbine efficiency and increase the risk for issues with von Karman vortices. Also, the risk of “mouse-ear” cavitation (cavitation damage on the runner band, downstream of the blade, see Figure 5) may increase. In this context it can be mentioned that abrasion resistant coatings may provide a means to design thin profiles with only a marginal increase in the thickness due to the coating.



Figure 5 – Example of “mouse-ear” cavitation on runner band

Thicker guide vanes may also give an additional margin on abrasion, especially at the guide vane – trunnion area, although the critical areas in the guide vane apparatus are usually the guide vane end faces and the head covers and bottom rings, or facing plates.

4.4.2.7 Guide vane overhang

When guide vane overhang exists, the area underneath the guide vane will experience high turbulence and high recirculation and particle abrasion may be significant in that region. The high turbulence may also influence the runner inlet at the band. It is recommended to make the overhang as small as possible.

4.4.3 Mechanical design

4.4.3.1 General

If abrasion is expected and the turbine type is defined, not only the hydraulic design but also the mechanical design can take some precautions to reduce the abrasion rate and to allow easy maintenance or replacement of the abraded parts. In this subclause some features are mentioned.

If a special coating is foreseen, the design of the coated parts shall allow the type of application.

As a general rule for the design, the area exposed to the abrasive water should be as small as possible. As well, discontinuities and sharp transitions or direction change of the flow should be avoided.

The following subclauses are divided in direct measures to reduce abrasion and measures to allow an easy maintenance to dismantle the abraded components.

4.4.3.2 Direct measures to reduce abrasion or increase lifetime under abrasive attack

4.4.3.2.1 Guide vane seals

There are three different types of seals: end seals, seals between the inlet and trailing edge of the guide vanes, and seals between the trunnion of the guide vane and turbine head cover and bottom ring.

End seals may be provided in the end faces of the guide vanes. This type of seal is effective in all operation modes. Another type of end seal is located in the adjacent headcover and bottom ring. This type of seal is only effective if the guide vane is closed. Both seal types reduce the leakage water flow through the small end gaps and reduce the material abrasion of the adjacent components. However, the seals themselves are subject to attack by abrasion and the lifetime of these seals may be limited.

The use of guide vane end seals to avoid abrasion is only reasonable, if the seal lifetime extends over the time between overhaul or if it is possible to replace them easily. With seals located in the head cover and bottom ring, replacement is easier than with seals in the guide vane ends.

Seals between the inlet and trailing edge of the guide vane will reduce the leakage of the closed distributor. The principle here is the same as for the end seals. This type of seal is effective when the unit is closed without a closed inlet valve.

Figure 6 shows seals between the guide vane trunnion and head cover and bottom ring. These seals reduce the leakage water in open as well as in closed position of the guide vanes and have a positive effect on the abrasion rate. The material of the seal rings should be solid wear resistant stainless steel or coated stainless steel.

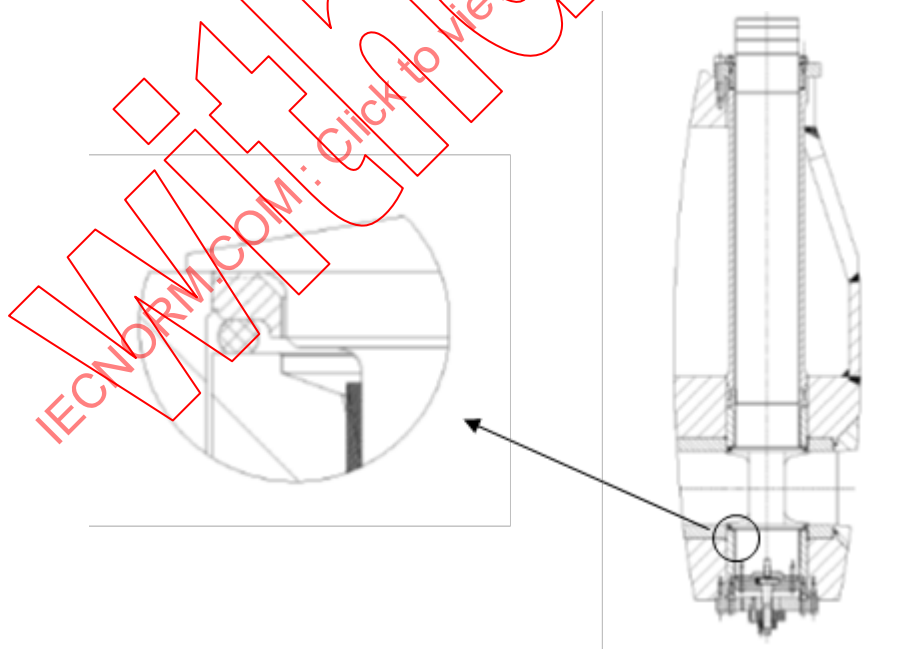


Figure 6 – Detailed design of guide vane trunnion seals

All seals should have a stainless steel or a wear resistant coating counterpart.

A more effective method for reducing leakage at standstill is prestressing the guide vanes in closed position. In addition, the trailing edge could be manufactured in a cambered shape, to compensate for the guide vane deformation under pressure that results in a closed gap even with the headwater pressure acting on the closed guide vanes.

4.4.3.2.2 Location of runner seals

The right location of the labyrinth rings in Francis turbines could also reduce the abrasive attack on the labyrinth rings. Collecting abrasive particles in front of the labyrinth rings and an increase in particle concentration should be avoided.

For medium and high specific speed turbines, the labyrinth rings could preferably be located directly at the transition between the head cover and bottom ring and the outer rim of the runner crown or band.

If, due to this position of the labyrinth rings, unbalanced axial forces occur, this shall be compensated in the layout of the balancing pipes or thrustbearing.

4.4.3.2.3 Protection of concrete with longer steel lining

In normal operating conditions, without abrasive particles, a steel lining or other additional protection should be provided if the flow velocity is higher than 6 m/s to 7 m/s. If the water contains abrasive particles the protection should be extended to protect the concrete surface against abrasion. In this case the limit of the flow velocity is recommended to be 4 m/s to 5 m/s.

4.4.3.2.4 Material selection

The material selection for components which are subject to abrasive wear is an important criterion. In Clause 5, examples of abrasion ratings of different materials are given.

Weldable stainless steel materials are preferred. The possibility to weld in situ is an advantage for future repair. A retroactive coating of the materials should be possible.

If both corrosive and abrasive attack occurs, stainless steel is preferred. Given its higher hardness, martensitic steel is preferred over austenitic steel.

4.4.3.2.5 Shaft seal with clean sealing water

Shaft seals in units which are operated with water which contains abrasive particles have to be fed with clean sealing water. It should be avoided that the contact surface or wearing surface comes into contact with abrasive particles.

The water has to be cleaned by applicable filters or cyclones which can sometimes be a challenge.

A standstill seal is recommended to protect the seal at standstill against the ingress of water containing abrasive particles. If no standstill seal is provided and the tailwater pressure is acting on the shaft seal, the shaft seal should be fed with clean sealing water also during standstill.

The shaft seal should also be easy to replace without having to dismantle other parts.

4.4.3.2.6 Facing plates on the head cover and bottom ring

Facing plates on the head cover and bottom ring at the ends of the guide vanes are effective to reduce the abrasive wear. They are fixed on the head cover and bottom ring and are removable. Use of martensitic steel or coated plates instead of austenitic steel will increase the protection.

If the expected abrasion wear is high and the facing plates have to be changed often it is recommended to fix the facing plates with bolts from the dry side of the head cover or bottom ring. The bolts have to be sealed accordingly.

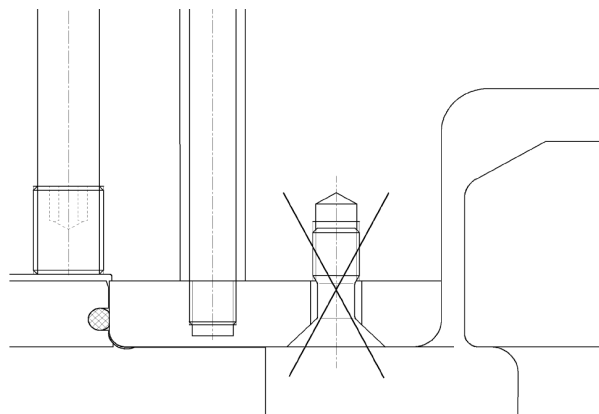


Figure 7 – Example of fixing of facing plates from the dry side

Normally the facing plates are bolted to the head cover or bottom ring with stainless steel bolts from the water side. The bolt heads have to be machined flush with the surface of the facing plates and a gap should be avoided. Changing this type of facing plates takes more time than changing the facing plates from the dry side and is also more complicated if the facing plates are coated. Please refer to Figure 7.

According to the expected wear rate an alternative is possible. Instead of removable facing plates a stainless steel overlay may also be used. If the guide vanes are large enough to access the stainless steel overlay the repair could also be done in situ.

4.4.3.2.7 Stainless steel overlay in throat rings

In Kaplan and tubular turbines, it is recommended that the runner chamber is made either from complete stainless steel or protected with thick stainless steel overlay. This will increase the lifetime of the runner chamber. The repair of any abraded surface can be done by a new welded stainless steel overlay, welding on of stainless steel tiles or a thermal spray coating.

4.4.3.2.8 Stainless steel overlay in areas adjacent to runner band and crown

Applying a stainless steel overlay or stainless steel protection plates is recommended in areas of Francis turbines behind the runner crown or band, especially in areas of discontinuities or flow changes. Repair of abraded stainless steel overlay can be done by new welded stainless steel overlay, welding on stainless steel tiles or a thermal spray coating.

4.4.3.2.9 Increase of wall thickness

Increasing the wall thickness is one of the methods to increase the time between the overhaul of a component due to abrasion. Increasing the thickness of hydraulic components such as runner blades, is discussed in 4.4.2.6.

For structural components, which do not influence the efficiency, the wall thickness can be increased in critical areas to avoid early failure of the component due to higher stresses. Typical components are guide vane trunnions, increased wall thickness at discontinuities in head covers, bottom rings, guide vanes and stay vanes.

One important item is to have enough wall thickness in embedded steel pipes – especially if pressure relief or balancing pipes from head covers are used. The bends of these pipes are particularly subject to strong abrasive attack due to sudden changes in water flow direction. Therefore these pipes should have increased wall thickness, and pipe bends with a greater radius should be used. Please see Figure 8 for typical balancing pipes.

When such balancing pipes are used, they should also be designed for low water velocity, taking into account any increased leakage of the labyrinth seals. It is, of course, also possible to accomplish the balancing with holes in the runner instead of separate balancing pipes.

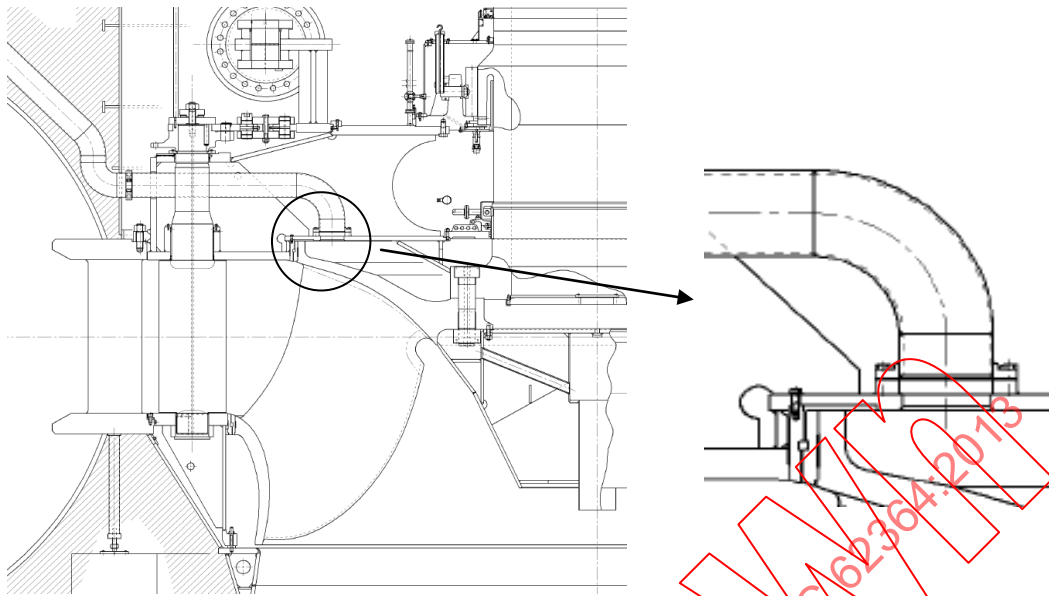


Figure 8 – Head cover balancing pipes with bends

4.4.3.2.10 Thrust bearing

In Francis turbines, the axial thrust may depend on the amount of leakage over the labyrinth seals and therefore the clearance of the labyrinth seals. If particle abrasion is present, the thrust bearing may be designed to handle additional load so that the unit can be operated with some wear of the labyrinth seals.

4.4.3.3 Design concepts to allow easy maintenance or replacement

4.4.3.3.1 General

If the components are damaged by abrasion and have to be replaced, it is very important that the replacement or repair can be carried out quickly and easily to reduce downtime and operation interruption. This should already be taken into consideration during the concept stage of planning of the powerplant and the design has to take this into account.

4.4.3.3.2 Component removal

The main components which have to be replaced or dismantled for repair in Francis turbines are the runner, the guide vanes and the facing plates. The removal of the runner and lower cover from the bottom enables a quick dismantling without removing the generator, operating mechanism and headcover.

If, for of specific reasons, the dismantling from the bottom of the unit is not possible, a “dismantling from the middle” in the direction of the turbine floor also makes the removal of the runner easier because the generator could remain in place. However, the headcover and operating mechanism have to be removed.

To facilitate the dismantling of the runner, the coupling between the runner and turbine shaft should be easy to assemble and disassemble. Friction type couplings are recommended since joint machining of the runner and shaft or joint reaming and new fitting of shear bolts is not necessary.

4.4.3.3.3 Appropriate design for coating

The resistance of the components against abrasion can be considerably improved through appropriate abrasion resistant coating. The extension of the service life of a coated component which can be achieved depends on several factors, for example:

- component and turbine type;
- head and discharge;
- particle concentration and composition;
- flow conditions around the component.

Abrasion resistant coatings are usually not effective against cavitation. Depending upon the intensity of cavitation, the coating may be locally destroyed already after a brief period.

The following main components, classified according to the type of turbine, can at present be considered for coating, either fully or partially according to the present status of technology. Specific coating schemes should be decided based on the necessity for abrasion protection, accessibility and economy:

Francis turbine, pump, pump turbine:

- Runner
 - labyrinth seals
 - if possible the entire flow tunnel (if access for coating is difficult the coated areas may be limited to the runner blade outlet and runner blade inlet)
 - runner crown and band
- Guide vanes – complete blade, trunnion seal rings
- Headcover – labyrinth seals, facing plates
- Bottom ring – labyrinth seals, facing plates

Pelton turbine:

- Runner – internal surface of the bucket, except root area if NDT inspection is required
- Needle tip
- Nozzle seat ring
- Nozzle head (beak)
- Deflector (if used for long time)

Kaplan, Propeller and Bulb turbines:

- Runner hub
- Runner blades
- Runner chamber

The application of thermal spray should be carefully considered for components, which are subjected to greater expansions conditioned by their function. In the case of a nozzle seat ring, at head greater than 1 000 m, the expansion of the seat ring can lead to cracks in the coating and thus the failure of the component.

The coating layer thickness and the tolerance of the coating layer thickness should be taken into consideration in all the components, whose function places high requirements on strict tolerances. This is, for example, the case for labyrinth seals, as well as between facing plates and guide vanes.

The residual stresses in thermal spray layers may lead to chipping off and cracks at sharp edges or pointed corners. For example for thermal spray coatings, the radius on the edges is recommended to be minimum 0,5 mm and in corners minimum 1 mm at present status of technology.

4.4.3.3.4 Exceptional use of carbon steel as base material

In general, stainless steel is recommended as small damages to the coating will result in less corrosion and abrasion with stainless steel. However, the use carbon steel can also be considered for economic reasons (with possible increased risk of corrosion, abrasion and cavitation).

4.4.3.3.5 Accessibility for thermal spray coating

A minimum space is required for the application of a thermal spray coating. This issue should be taken into consideration in particular for Francis runners with an external diameter under 4 m, where partial coating may be the only feasible solution.

Step-labyrinths have small space between the fingers thus special solutions may be adopted such as concentrically split seals. For straight labyrinths it is recommended to use a straight gap or to optimize the shape of the step, see Figure 9 below.

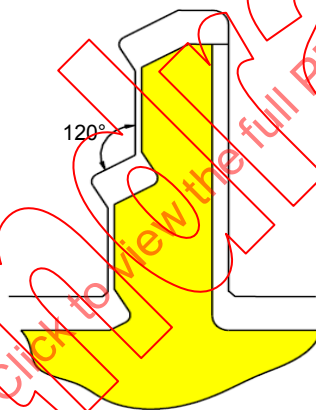


Figure 9 – Step labyrinth with optimized shape for hard coating

4.4.4 Operation

The following actions are recommended for consideration during operation of the units.

- Shut down the units at higher particle concentration periods. This may prevent excessive wear on the unit for a small amount of production loss. This strategy can be particularly useful for run of river schemes, where a significant variation in particle concentration can happen occur very quickly. It is recommended to install an early warning system to measure the upstream particle concentration manually or automatically, and to stop the unit before the water with large particle concentration reaches the intake.
- In case water with high particle concentration has been standing in the penstock for a long time, particles may deposit at the bottom of the penstock. It may then be difficult to open the inlet valve. In this case it may be possible to inject compressed air and open the penstock drainage valve to flush out particles immediately in front of the inlet valve.
- Minimize the amount of debris passing through unit. Large solid items, for example logs, gravel (larger than 2 mm), etc. may damage the hydraulic surfaces and any abrasion resistant coatings. Damage to hydraulic surfaces may increase the turbulence of the flow, which will, in turn, increase the abrasion damage. This is especially important for high head Francis and Pelton units, since the water velocities are very high and these units rely on smooth hydraulic surfaces to keep the turbulence low.

- Do not operate the unit in case the abrasion damage jeopardizes the safety of operation. As the abrasion damage progresses the unit will eventually become unsafe to operate. This could for example be due to the seal leakage increasing so much that the axial thrust exceeds allowable limits or that the remaining material thickness of some component falls below acceptable minimum thickness. Regular inspections of critical components should be made at least every year and inspection results compared to predefined acceptance criteria.
- For Pelton turbines the best ratio of produced electricity to abrasive wear is at full opening of one or more nozzles. Contrary to other turbine types, Pelton turbines allow for reducing the wear with reduced load by full closing individual nozzles, if allowed by the mechanical design of the turbine.
- For other types of turbines the best ratio of produced electricity to abrasive wear is obtained at the largest opening. Avoid no load or low load operation as much as possible. No load and low load operation are the worst operating conditions with respect to abrasion for most components and turbine types.
- Close inlet valve at shutdown. With a turbine at standstill and the water shut off only by the guide vanes, the water leaking past the guide vane clearances will have very high velocity, close to the free spouting velocity. This will cause abrasion wear in the guide vane apparatus. By closing the inlet valve this abrasion is eliminated. Closing the inlet valve is especially important for high head units.
- Hard coatings are very sensitive to cavitation. Thus, in machines with such coatings all operating conditions that lead to cavitation should be avoided.
 - Strictly stick to the recommended operating range for the turbine;
 - Pelton turbines: Watch for good condition of the interior surface of the nozzle, including nozzle tip and seat and for proper alignment.

See comment in Clause 6 regarding cavitation requirements.

4.4.5 Spares and regular inspections

- Keep additional spares in stock for parts subject to abrasion. In case of severe abrasion a complete set of exchangeable parts (for example guide vanes, head covers, bottom rings and runner) may be kept and exchanged at regular intervals. The parts taken out can then be repaired without influence on the downtime.
- Inspect critical components at least once per year and compare inspection results to predefined acceptance criteria. Keep adequate records of the amount of abrasion damage for each component. It is recommended that the depth of maximum metal loss be measured and recorded together with pictures of each component subject to abrasion damage.

4.4.6 Particle sampling and monitoring

It is important to keep permanent records of the concentration and properties of abrasive particles in the water. Water samples can be taken at predetermined intervals and analyzed in a laboratory. In addition, there are now several types of equipment for continuous monitoring of particle concentration in the water. They can be used for making operation decisions to avoid periods with extreme high particle concentrations. If it is to be used for this purpose the measuring station should be carefully selected to give sufficient warning to stop the unit before the high particle concentration reaches the intake.

It is important to distinguish between the particle load in the river and the particle load in the water that passes the turbine. At many sites, especially if there is a large reservoir, there can be a significant difference between the two. This can in some cases make it necessary to install two different sampling systems.

In the case where the concentration measurement system is based on discrete samples, and not continuous monitoring, the issue of the time interval between two samples will soon arise. Measurement intervals should be small enough to capture all the significant fluctuations in

concentration of particles with a minimum threshold of inaccuracy. The duration of the sampling interval can be different in periods of high particle concentration and periods of low concentration. A rule of thumb estimate of a reasonable sample interval is:

$$T_s = 0,01 \times PL_{\text{year}} / C_{\text{max}}$$

As a practical example this formula could give the following sample intervals

- “High particle” period:

$$PL_{\text{year}} = 2\,352 \text{ kg} \times \text{h/m}^3$$

$$C_{\text{max}} = 26 \text{ kg/m}^3$$

then:

$$T_s = 0,01 \times 2\,352 / 26 = 1 \text{ h for “high particle” period}$$

- “Low particle” period:

$$PL_{\text{year}} = 2\,352 \text{ kg} \times \text{h/m}^3$$

$$C_{\text{max}} = 0,05 \text{ kg/m}^3$$

then:

$$T_s = 0,01 \times 2\,352 / 0,05 = 470 \text{ h (20 days) for “low particle” period}$$

For practical reasons it is recommended to use the following sampling intervals; once per hour, once per day, once per week, once every two weeks and once per month. Select the next lower interval compared to the calculation.

For the measurement of shape, hardness and size it is recommended to take at least one sample per month for the first year of operation. If the variation of the K_{hardness} , K_{shape} and K_{size} is less than 10 % the sampling interval can be doubled after the first year. If the variation of the K_{hardness} , K_{shape} and K_{size} is more than 20 % the sampling interval should be halved as soon as this variation is detected.

It is also recommended to keep continuous records of operating parameters of each unit. At a minimum the following parameters should be recorded:

- output;
- hydraulic specific energy (or head);
- tailwater level elevation (TWL);
- guide vane angle or servomotor stroke;
- runner blade angle (if applicable);
- number of nozzles in operation (for Pelton units);
- water pressure on the head cover (for Francis units). This gives an indication of the wear of the labyrinths.

It should be able to relate the above records to the records of particle concentration and particle properties, so that it is possible, for example, to find out how much the unit output was at a time when water with high particle concentration passed the site.

5 Abrasion resistant materials

5.1 Guidelines concerning relative abrasion resistance of materials including abrasion resistant coatings

5.1.1 General

Annex F shows the results of several comparative abrasion tests on various materials. Since abrasion test results depend very much on the test setup, each test is presented as a relative

comparison of abrasion resistance, the individual “wear resistance index”. In general, a higher wear resistance index means that the material is more resistant against abrasion within the same test. Note that wear resistance indices are not comparable between different tests.

Experience shows that abrasion tests give widely varying results depending on parameters such as velocity, impact angle, composition, concentration and size of particles, etc. Also, the relative wear resistance of different materials may vary under varying test conditions. Therefore the wear resistance index and even the relative order of the materials, obtained in different tests⁸, may vary. For this reason it is recommended to choose a test method that resembles the conditions expected in a prototype as closely as possible. Also, experience from actual applications in powerplants should be considered.

In addition to the wear resistance index several other factors should be considered when selecting an abrasion resistant coating, such as:

- how easy it is to apply the coating;
- how easy it is to remove and/or repair the coating;
- how thick is the coating layer. A thick layer of a material with a lower wear resistance index may have longer lifetime than a very thin layer of a material with a high wear resistance index.

5.1.2 Discussion and conclusions

Protection of hydro power plant equipment by using abrasion resistant materials or abrasion resistant coatings can often increase the lifetime between major overhauls.

At present, the most common abrasion resistant coating materials in hydraulic machines is thermal sprayed tungsten carbide held in a matrix of cobalt chromium, WCCoCr or various types of polymer coatings (sometimes referred to as “soft coatings”).

The thermal spray coating, often referred to as “hard coating”, can be applied to most abrasion prone components. One important exception is small and medium size Francis runners, where it cannot be applied to certain surfaces due to access limitations. This coating shows very good abrasion resistance, if applied properly. It is worth to note that substantial variations in abrasion resistance are present between different thermal spray versions. This is due to variations in powder composition, environmental conditions during application and spray parameters.

Some polymer type and nanomaterial coatings show better abrasion resistance than hard coating, but substantial variations between different polymer coatings are reported. Polymer coatings are primarily applied on surfaces not requiring small tolerances to adjacent surfaces. These coatings are thus primarily used on water passages in Francis and Kaplan turbines. The variation of adhesion of polymer coatings to the base material is high and has to be high enough not to peel off. There are less geometrical access restrictions compared to hard coatings. Polymer coatings are relatively easy to repair.

Stainless steel facing plates or stainless steel overlay welds can also be considered a coating. It is common to protect, for example, carbon steel head covers and bottom rings with stainless steel at sensitive locations. Stainless steel has better abrasion resistance than carbon steel, although it is far from the level of thermal spray or polymer coating. Abraded stainless steel facing plates are also relatively easy and quick to replace. Martensitic stainless steel (e.g. 13 % Cr, 4 % Ni) has, in general, better abrasion resistance than austenitic stainless steel (e.g. 18 % Cr, 8 % Ni). Further improvement in abrasion resistance is achieved by special hard overlay weld electrodes, such as Co-Cr-C alloys.

Other coating materials different from those reported in this clause have been applied to hydro turbine components, but are less common.

5.2 Guidelines concerning maintainability of abrasion resistant coating materials

5.2.1 Definition of terms used in this subclause

- 1) *Overhaul*: Restoration of entire part to the original geometry and quality level including restoration of protective coating.
- 2) *Repair*: Local treatment of parts at worn areas to the following extent:
 - *Repair A*: Improve hydraulic shape just by grinding
 - *Repair B*: Restore hydraulic shape by welding and grinding
 - *Repair C*: Re-apply coating on prepared surface, after possible repair A or B.

5.2.2 Time between overhaul for protective coatings

Protective coatings that have been deposited onto part surfaces will also be subject to wear but at a considerably lower rate than the underlying steel. After a certain period of operation the coating will be worn out and the underlying steel will appear. From this moment on, the wear progresses at a higher rate on such stripped areas, leading to a modification of the geometry of the hydraulic profile. Such alterations are not detected during operation unless a visual inspection takes place. In severe cases a drop of power may be observed which should be taken as an alert for a visual inspection. At a certain stage of damage, the owner has to stop the production and replace the worn parts by new or overhauled ones.

The level of wear at which the overhaul is necessary is basically the same as for unprotected hydraulic parts and given by the following points:

- 1) As soon as safe operation is no longer possible, the overhaul has to be carried out: for example, when the wall thickness of a part is reduced to a level where mechanical stability of the part can no longer be assured and injury to people or substantial damage to the entire turbine is possible.
- 2) Provided safety is still intact, the economical optimum interval between overhaul/repairs has to be found. Delaying the overhaul/repair will result in
 - additional risk for unplanned stops and related production loss;
 - reduced efficiency;
 - increased overhaul cost and overhaul time because of accelerated base-material loss.

These items should be balanced against the cost of the overhaul / repair.

Proper planning of repair and overhaul will help the owner to avoid unplanned stops and thus optimize production. Before the powerplant is built the optimum time between overhaul may be estimated using the wear model cited in 3.1 and the data in Clause 5 considering the yearly *PL* value and the main characteristics of the turbine equipment.

Once the plant has been operated for some time a more refined estimate can be made considering additional data such as:

- Former experience including inspection reports with pictures of damage after different *PL* values.
- Continuous measurement of particle concentration and discharge for each turbine during operation. This makes it possible to assess the part of *PL* actually “used” and the time remaining before overhaul. The continuous measurement of the concentration of particles can also trigger an alarm to stop the turbine if a predetermined concentration is exceeded.
- The measurements of the pressure in the head cover to detect wear in the labyrinth seals for Francis turbines.
- A very effective judgment of whether the abrasion of the guide apparatus has passed a certain point, is the pressure differential across the main inlet valve after opening the

bypass during startups. When the head losses through the bypass exceed the head losses through the worn guide vane apparatus the pressure in the spiral case will drop significantly. This drop in pressure will indicate that the guide vane apparatus has been worn out to certain point. A reference pressure drop can be set beyond which overhaul of the guide vane apparatus has to be undertaken. An example of how this pressure differential develops over time for a high head Francis power plant is shown in Figure 10, which shows the development of the spiral case pressure with closed guide vanes and valve, but with open bypass line. Units 1, 2 and 3 have no coating while units 4, 5 and 6 have guide vanes, head covers and bottom rings coated by thermal spray. For increased accuracy, the flow in the bypass line can also be measured.

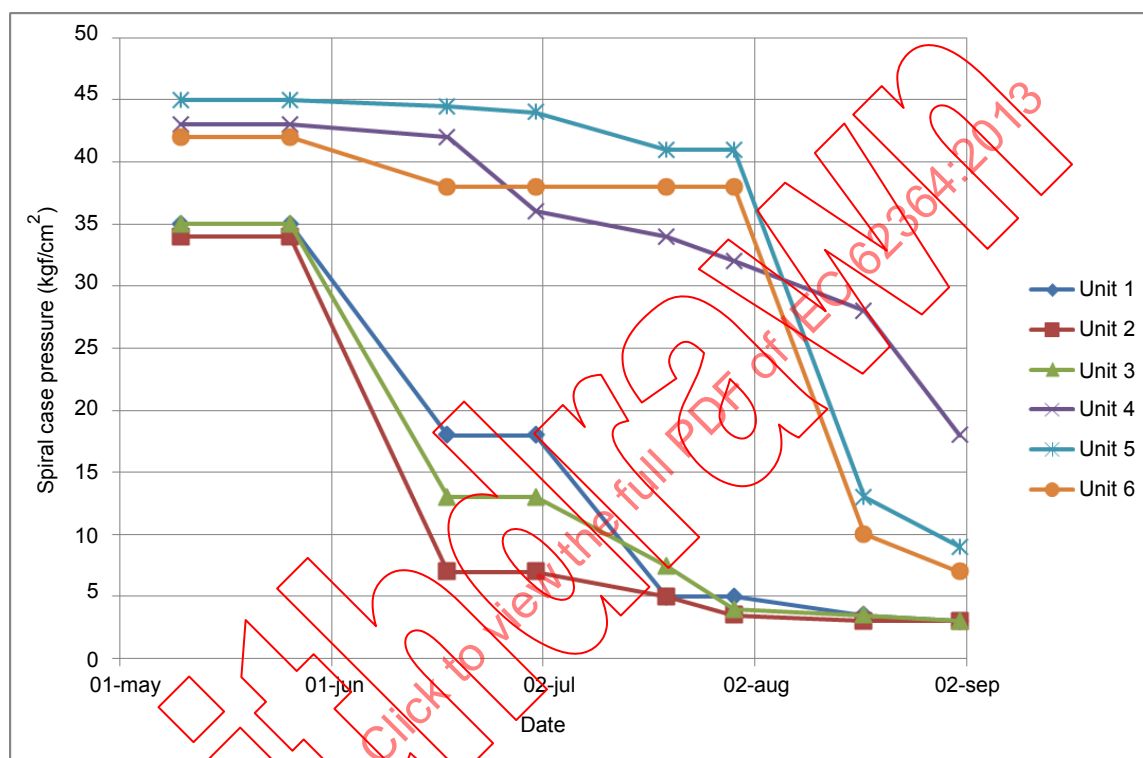


Figure 10 – Development of spiral pressure over time

5.2.3 Maintenance of protective coatings

In order to achieve best quality it is recommended to execute overhauls and repairs in a dedicated shop with the necessary equipment and the space for clean, safe and accurate access to all areas of the part.

During short standstill periods in-situ repairs of types A and B may be envisaged in order to extend the time between overhauls. In-situ repair means treating the part without withdrawing it from the turbine. However, as shown in Table 2, in-situ repair of type C is not always possible or recommended.

Table 2 – Overview over the feasibility for repair C

Coating type	Feasibility	Remarks
Hard coating	Possible, but poor quality	Poor bond strength on remaining coating. Poor operator safety if manual spray in narrow spaces (e.g. in Francis).
Polymer coating	Possible	Clean and humidity controlled environment necessary to achieve good quality.
Weld overlays	Possible for easily accessible locations	Pre-heating may be required. No stress relief heat treatment possible and thus, for certain alloys, risk of cracking.

In-situ repairs of type B and C are particularly recommended for Pelton runners in order to reduce unwanted flow turbulence due to abrasion induced shape changes of the cutting edge and the inlet edges. In addition, a special challenge refers to in situ HVOF coating, which might not be allowed in some countries.

6 Guidelines on insertions into specifications

6.1 General

This clause presents a recommended approach which owners could and should take to ensure that specifications communicate the need for particular attention to different aspects such as machine type, hydraulic design, mechanical design, etc. at their sites without establishing criteria which cannot be satisfied because the means are beyond the control of the manufacturers.

Cavitation and abrasion may mutually reinforce each other as explained in Clause 4. Also some popular abrasion resistant coatings are more sensitive to cavitation damage than stainless steel. For this reason it is recommended that more stringent cavitation requirements are used for plants where abrasion is expected. This can, for example, mean that for a Francis unit the runner submergence and the runner design should be such that there is a margin to incipient cavitation in normal operating range and that the plant should be operated accordingly. Also inlet cavitation should be considered and the unit operating range may have to be limited to allow this.

The foreseen philosophy for overhaul and repair / replacement of abraded parts should be communicated. A suggestion for how to define criteria for overhauls is in Annex G. The time of year and duration when maintenance is allowed should be stated.

Desired design features (see Clause 4) should be specified.

It is important to clearly communicate the data on particles expected to pass through the turbine (which may be different from the particles in the river) at different periods of the year and the corresponding operating conditions of the turbine. It shall be possible to calculate PL based on this data. The following Tables 3 to 5 are a recommended format. The time periods in the tables should be chosen to give the most representative picture of the particle contents and operation. Special attention should be paid to periods with high particle concentration.

The specification should require the supplier to provide a report, based on the data provided in the specification. The report should estimate the expected erosion, in accordance with the guidelines in this guide, and estimate the TBO and overhaul scope for safe operation of the unit.

6.2 Properties of particles going through the turbine

The properties of the particles going through the turbine over time have to be recorded. Table 3 offers a form to do so.

Table 3 – Form for properties of particles going through the turbine

Period ^a Month	PL kg×h/m ³	Average particle concent- ration kg/m ³	Particle size, dP_{50} mm	Fraction of hard particles Mohs>5 %	Typical shape of hard particle ^b	Opera- ting net head m	Opera- ting tailwater elevation m.a.s.l.	Operating time at 80 % to 110 % of rated output h	Operating time at 60 % to 80 % of rated output h	Operating time at 50 % to 60 % of rated output h	Operating time at 20 % to 50 % of rated output h	Operating time at 0 % to 20 % of rated output h	Operating time at speed no load h
Jan – April													
May – Sept													
Oct – Dec													

^a In column "Period" select the appropriate interval.

^b Refer to Annex D for further details.

6.3 Size distribution of particles

The size distribution of particles going through the turbine over time has to be recorded. Table 4 offers a form to do so.

Table 4 – Form for size distribution of particles

Relevant period	Fraction 0 µm to 63µm >Mesh 230 ^a	Fraction 63 µm to 125 µm Mesh 230 to 120 ^a	Fraction 125 µm to 250 µm Mesh 120 to 60 ^a	Fraction > 250 µm < Mesh 60 ^a	Total
Jan – April					
May – Sept					
Oct – Dec					

^a Mesh sizes according to ASTM.
 NOTE 1 Other methods of grading particle size can also be used.
 In case of high contents of smaller particles ($dP_{50} < 0,063$ mm) further grading will be required.

6.4 Mineral composition of particles for each of the above mentioned periods

The hardness of the particles has of large influence on the abrasion process, thus mineral composition has to be recorded. Table 5 offers a form to do so.

Table 5 – Form for mineral composition of particles for each of the above mentioned periods

Mineral name	Mohs hardness	Fraction 0 µm to 63 µm >Mesh 230	Fraction 63 µm to 125 µm Mesh 230 to 120	Fraction 125 µm to 250 µm Mesh 120 to 60	Fraction > 250 µm <Mesh 60
Quartz					
Feldspar					
....					
Total					

It is only an example that the particles can be divided according to this table. Suitable format for the actual particle analysis should be used.

Annex A (informative)

PL calculation example

This annex gives an example of how to calculate *PL*. In order to illustrate the process we consider only a short time duration and a small number of particle measurements.

Assume that we have a turbine that started operation on May 5 at 22 h and stopped on May 10 at 15 h. During this time 8 water samples were taken and analyzed for particle concentration. One of the samples was in addition analyzed for particle size and particle hardness. The results were as shown in Table A.1.

Table A.1 – Example of documenting sample tests

ID	Date, Time	Event	Particle concentration kg/m ³	Particle size, dP_{50} mm	Fraction harder than Mohs number > 4,5 %
0	May 5, 22:00	Start turbine	-	-	-
1	May 6, 06:00	Sample taken	4,5	-	-
2	May 6, 10:30	Sample taken	4,9	-	-
3	May 7, 04:30	Sample taken	4,7	-	-
4	May 7, 16:30	Sample taken	4,1	-	-
5	May 8, 08:00	Sample taken	3,8	-	-
6	May 9, 01:00	Sample taken	4,4	0,069	73
7	May 9, 14:00	Sample taken	4,6	-	-
8	May 10, 00:30	Sample taken	4,9	-	-
9	May 10, 15:00	Stop turbine	-	-	-

The formula to calculate *PL* with discrete samples is:

$$PL = \sum_{n=1}^N C_n \times K_{\text{size},n} \times K_{\text{shape},n} \times K_{\text{hardness},n} \times T_{s,n}$$

where

C_n is the particle concentration in kg/m³ for each sample;

K_{size} is the same numerical value as the median particle size, dP_{50} , in mm. Since only one sample was analysed for particle size we use this value for all samples;

$K_{\text{shape}} = 1,5$;

K_{hardness} is the same numerical value as the fraction of particles harder than Mohs 4,5. For components in 13Cr4Ni stainless steel this will be the hardness of the steel on the Mohs scale. Note that the value should be the fraction, not the number of

percent. Since only one sample was analyzed for particle hardness we use this value for all samples;

$T_{s,n}$ is the time interval to consider for each sample. For $n=1$ we use the time from turbine start until half the time between the first and second sample. Likewise, for $n=8$ we use the time from half the time between the seventh and eighth sample until turbine stop. For $n=2$ to $n=7$ we use the time from half the time between samples $(n-1)$ and n to half the time between samples n and $(n+1)$;

N is the number of samples = 8.

On the basis of this data we can now establish the following Table A.2.

Table A.2 – Example of documenting sample results

n	C_n kg/m ³	$K_{size,n}$	$K_{shape,n}$	$K_{hardness,n}$	$T_{s,n}$ h	PL_n kg×h/m ³
1	4,5	0,069	1,5	0,73	10,25	3,48
2	4,9	0,069	1,5	0,73	11,25	4,16
3	4,7	0,069	1,5	0,73	15	5,33
4	4,1	0,069	1,5	0,73	13,75	4,26
5	3,8	0,069	1,5	0,73	16,25	4,67
6	4,4	0,069	1,5	0,73	15	4,99
7	4,6	0,069	1,5	0,73	11,75	4,08
8	4,9	0,069	1,5	0,73	19,75	7,31
Total					113	38,28

This shows that during the 113 h of operation this turbine was exposed to a $PL = 38,28 \text{ kg} \times \text{h/m}^3$.

Annex B **(informative)**

Measuring and recording abrasion damages

B.1 Recording abrasion damage

The following is a guideline to measure the wear of the individual parts of machines.

The goal of this guideline is to get reliable results of the erosion rate of different power plants in such a way that the measurement is always the same so that they can be compared to each other. Based on this hydro-abrasive erosion damage, together with measurements of the particle load, the goal is to get reliable predictions of safe operation and inspection intervals for the future.

During an inspection of the parts, it is important to gather as much information as possible and the following should give a guideline for the minimum requirements during an inspection for hydro-abrasive erosion damages.

In general, parts should be marked so that they can easily be identified before being photographed. The project name, blade / bucket number, date of inspection and number of operating hours should be written on the component. In the case of a picture series (e.g. all buckets of a runner) this information should be written at least on the first bucket and the other buckets have to be numbered. In this case the pictures should be named in such a way that a series can be identified. The pictures should be taken electronically with at least with a 5 megapixel camera, so that details can be seen.

For each component a log book should be made, starting with its commissioning and ending with its disposal. The following items should be noted in the log book:

- part number (individual number stamped into the part, e.g. runner number). This is to clearly identify the part during its operation and to avoid mix-up of earlier collected data;
- date of commissioning, including the meter reading of the total unit operating hours;
- date of inspection, including the meter reading inspection of the total unit operating hours and the status of the part after inspection, for example
 - continue in operation,
 - extracted for repair,
 - extracted for standby,
 - extracted for disposal,
 - etc.,
- observations and measurements made during inspection, in accordance with the following clauses.

In addition it should be possible to find the output of the unit for each hour of each day.

B.2 Pelton runner without coating

At first, photos of all buckets should be taken in such a way that both halves can be seen. Camera position shall be in the centre of the bucket. Sketches of the erosion damages or any other noticeable features like impact damages of stones should be made in parallel, marking certain features on the bucket and photographing them.

The bucket number has to be seen in every photo. In addition, the first bucket should have the following information: project, hours, date of inspection.

At least four buckets, randomly selected, have to be examined as described below:

- Measure the bucket wear from original profile by using templates at minimum 5 points per half bucket and at least 3 locations (front, middle back). The gap between runner and template has to be measured and also a sketch of the section showing the measured points should be made.
- While the template is being held in the bucket, photos should be taken so that the gap between template and bucket can be seen and a ruler should be held in such a way that the dimensions of the gap can also be seen. This should be at least done for one bucket, e.g. the one with the highest erosion rate.
- The splitter width on top has to be measured at the position of the 3 templates. Additional photos to show special features should also be taken with a ruler held next to the features to see the dimensions.

B.3 Needle and mouth piece without coating

Photos should be taken in closed needle position to see any gaps between needle and seat ring; use ruler to document dimensions as described earlier for the runner.

If the pieces are disassembled, individual photos of parts should be taken. In both cases any defects should be photographed individually.

If possible a measurement of the leakage with closed injectors should also be noted in the log book.

Visualize photos, overview of parts (if taken apart) and in closed position to see gaps between the parts. If possible, a measurement of the leakage should be done.

B.4 Pelton runner with hard coating

All buckets have to be photographed. The procedure is the same as for uncoated runners with the following exceptions:

Templates are not needed for the wear measurement as in most cases there is enough coating left so that the original contour is still visible. It is thus advisable, to map major defects and make individual depth measurements along with pictures of typical local defects.

B.5 Needle, seat ring and nozzle housing with coating

The procedure is the same as for uncoated runners with the following exceptions:

Measurement of areas where coating failed with a sketch, a depth measurement and photos should be included. The transition from coated to uncoated areas should be photographed and eventual height of steps as well as eventual width of gaps between the seat ring and nozzle housing should be recorded in the log book.

B.6 Francis runner and stationary labyrinth without coating

The measurement of the erosion should be done as follows:

- 1) the trailing edge thickness should be measured at 8 points equally spaced over the length of the trailing edge. This should be recorded together with a sketch with exact location descriptions;
- 2) the thickness at template points of at least 3 templates equally spaced over the trailing edge with at least 3 points per template (2 templates near the transition to the band and the crown) should be measured;
- 3) the thickness of the blade at the transition to the band at the entrance edge should be measured.

At least three blades should be measured e.g. the most worn, the least worn and an average blade.

In addition to the overview photos, photos of areas with erosion in addition to a sketch of the location of photos should be supplied in the report. At least all areas with major damages have to be photographed. The transition area band-blade and the blade near the band is where the highest abrasion usually occurs and should be given special attention.

On areas of major erosion damage the depth of erosion should be measured and photos taken to see how it was measured. A description of the measurement technique should be given.

In the dismantled condition photos of the whole runner, the complete outside of the runner and the rotary and stationary labyrinth, as overview and details should be photographed and recorded in sketches.

The gap between the runner and the bottom facing plate should be measured and photographed.

B.7 Francis runner with coating and stationary labyrinth

The blade number should be seen in every photo. In addition the first blade should have the following information: project, hours, date of inspection. The pictures should be taken electronically with at least with a 5 megapixel camera, so that details can be seen.

Depending on the size of the blades one or more pictures have to be taken to give an overview of each blade. On every picture the number of the blade should be seen.

For all blades a sketch should be made of the areas with damaged coating where the location of the damages and also the size of the areas are reported.

The depth of the eroded areas on the blades should be measured and the maximum values should be recorded. The method of the measurement (e.g. with curved ruler/template) should be explained, if possible with a sketch. Photos of the measurements should also be included. Detailed pictures where more information is gained may be added.

If the coating is gone at the trailing edge: see measurements for Francis without coating.

The gap between the runner and the bottom facing plate should be measured and photographed.

B.8 Guide vanes and facing plates without coating

Overview photos and detail photos should be taken and their location indicated in a sketch.

If the damage is so high that no reference point exists anymore only pictures to show damages may to be taken.

If a reference points still exists the abrasion measurements on facing plates (maximum) consist of measuring the gaps between guide vanes and facing plates at minimum 4 vanes.

An additional indication of the abrasion damage to the guide vane apparatus consists of measuring the spiral case pressure at standstill with closed guide vanes and MIV but open MIV bypass valve. This should be measured as often as possible with the exact information indicating the time and parameters when the measurement took place.

B.9 Guide vanes and facing plates with coating

Overview photos and detail photos should be taken and the location marked in a sketch. Each guide vane should be photographed and all damages recorded together with a sketch showing the exact location and extent of each damage.

The depth of erosion for every case of damage should be measured and the maximum value for each case recorded. The way of measuring should be explained and some photos given (e.g. curved ruler, template). The vanes should be labelled as explained above for the blades of a Francis runner.

Detailed pictures where more information is gained should be given.

B.10 Kaplan uncoated

The measurement of the erosion should be done as follows:

The trailing edge thickness should be measured at 5 points equally spaced over the length of the trailing edge. This should be recorded together with a sketch with exact location descriptions.

At least three arbitrarily selected blades have to be inspected.

A report with several kinds of photos should be made. In addition to the overview photos, photos of areas with erosion in addition to a sketch of the location of photos should be supplied in the report. At least all areas with major wear have to be photographed.

On areas of major erosion damage the depth of erosion should be measured and photos taken to see how it was measured. A description of the measurement technique should be given.

Additionally the gaps between the outer diameter of the blade and the discharge ring have to be documented.

B.11 Kaplan coated

The blade number should be seen in every photo. In addition, the first blade should have the following information: project, hours, date of inspection.

Depending on the size of the blades one or more pictures have to be taken to give an overview of each blade. On every picture the number of the blade should be seen.

For all blades a sketch should be made of the areas with damaged coating where the location of the damages and also the size of the areas are reported.

The depth of the eroded areas on the blades should be measured and the maximum values should be recorded. The method of the measurement (e.g. with curved ruler/template) should

be explained, if possible with a sketch. Photos of the measurement should also be included. Detailed pictures where more information is gained may be added.

If the coating is gone at the trailing edge: see measurements for Kaplan without coating.

Additionally the gap between the outer diameter of the blade and the discharge ring should be documented.

B.12 Sample data sheets

The data sheets for recording abrasion damage shall necessarily be specific to each project, taking into account the specific design of the unit, the actual abrasion pattern and what measurements are easily accessible.

If possible the records should directly show the abrasion depth of the parts in mm. Sometimes this is not possible since there is no convenient undamaged surface to use as a reference to measure from. In such cases other measurements can be taken from which abrasion depth can be calculated with help from the turbine design drawings. Sketches that explain the measurements should be included in the data sheets.

Hydraulic machines often contain several design elements with multiple components of exactly the same shape. Examples are runner blades and guide vanes. As explained above the abrasion depth and location in the turbine of several individual components should be recorded in such cases. It is normal for the abrasion depth to vary significantly between the individual components.

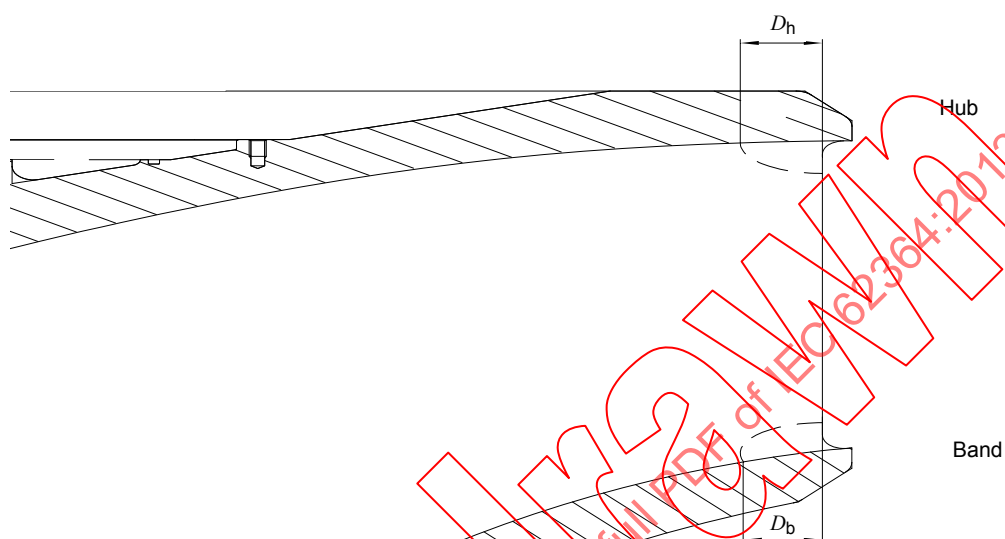
The abrasion depth on the same component usually varies with location on the component. It is recommended to record abrasion depth in a few typical locations on the component. In each location the maximum abrasion depth should be considered.

Enclosed below, are a set of sample data sheets for recording damage in a high head Francis turbine, see Tables B.1 to B.21. The data sheets may need to be modified to fit the actual damage and component shape. Inspection records should be suitable for the areas with maximum abrasion and areas that may affect the safe operation of the unit.

B.13 Inspection record, runner blade inlet

Table B.1 – Inspection record, runner blade inlet form

Plant	Unit Nb	Date	Sign	

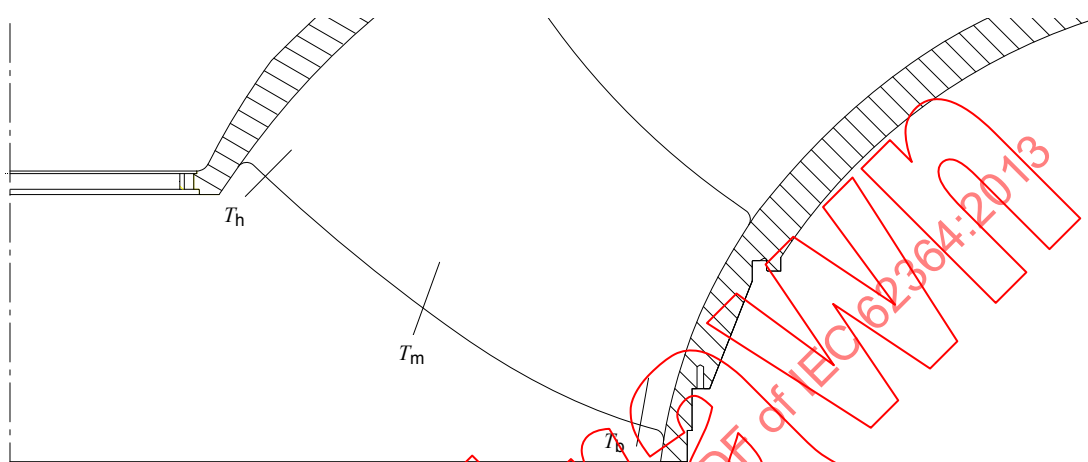


Blade Nb	Hub erosion depth, D_h	Band erosion depth, D_b
1		
2		
3		
4		
5		
6		
7		
8		
9		
10		
11		
12		
13		
14		
15		
16		
17		

B.14 Inspection record, runner blade outlet

Table B.2 – Inspection record, runner blade outlet form

Plant	Unit Nb	Date	Sign	

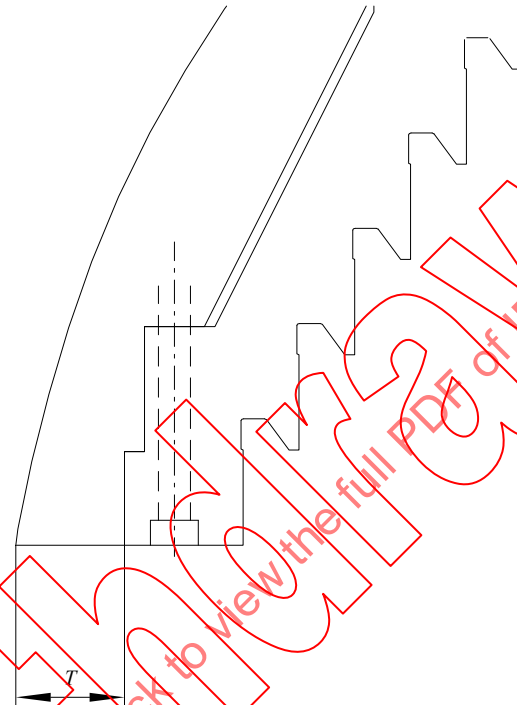


Blade Nb	Thickness at hub, T_h	Thickness at middle, T_m	Thickness at band, T_b
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			
13			
14			
15			
16			
17			
NOTE Template locations T_h , T_m and T_b can be taken at the same locations as existing runner blade templates.			

B.15 Inspection record, runner band

Table B.3 – Inspection record, runner band form

Plant	Unit Nb	Date	Sign	

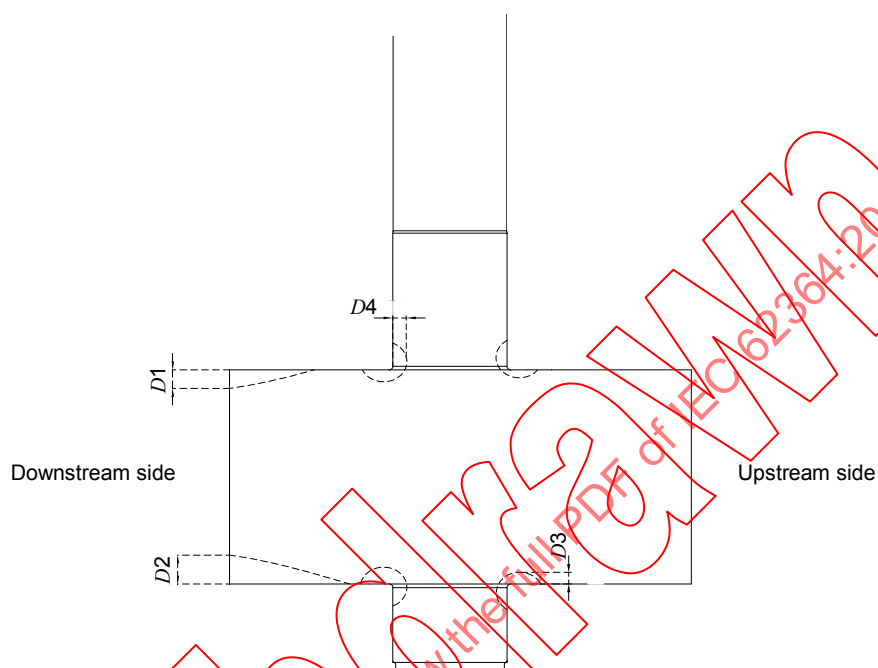


Measuring point	Thickness, T
1	
2	
3	
4	
NOTE Measuring points are 90 degrees apart.	

B.16 Inspection record, guide vanes

Table B.4 – Inspection record, guide vanes form

Plant	Unit Nb	Date	Sign	

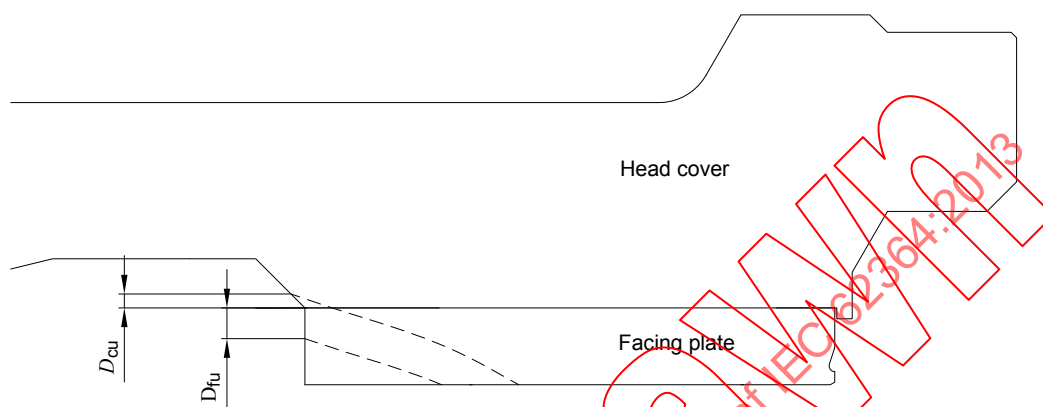


Guide vane Nb	Face towards head cover, D1	Face towards bottom cover, D2	Face around bottom stem, D3	Guide vane top stem, D4
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				
13				
14				
15				
16				
17				
18				
19				
20				

B.17 Inspection record, facing plates and covers

Table B.5 – Inspection record, facing plates and covers form

Plant	Unit Nb	Date	Sign	

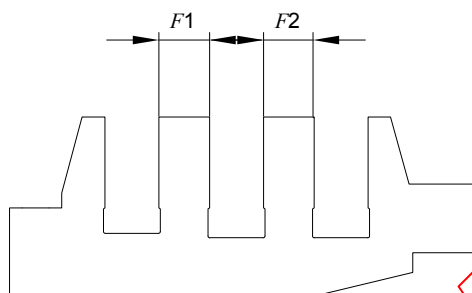


Measuring point Nb	Upper facing plate, D_{fu}	Head cover, D_{cu}	Lower facing plate, D_{fl}	Lower cover, D_{cl}
1				
2				
3				
4				
NOTE 1 D_c is only measured in case there is no more facing plate material remaining.				
NOTE 2 Measuring points are 90° apart.				

B.18 Inspection record, upper stationary seal

Table B.6 – Inspection record, upper stationary seal form

Plant	Unit Nb	Date	Sign	

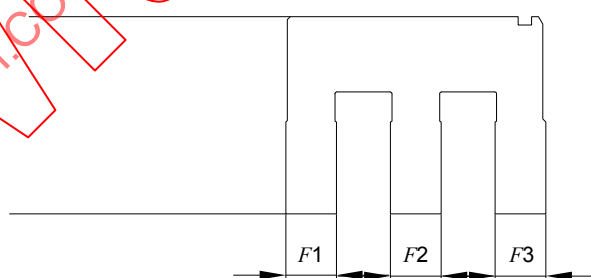


	Location 1	Location 2	Location 3	Location 4
Finger 1, $F1$				
Finger 2, $F2$				
NOTE Measuring points are 90 degrees apart.				

B.19 Inspection record, upper rotating seal

Table B.7 – Inspection record, upper rotating seal form

Plant	Unit Nb	Date	Sign	

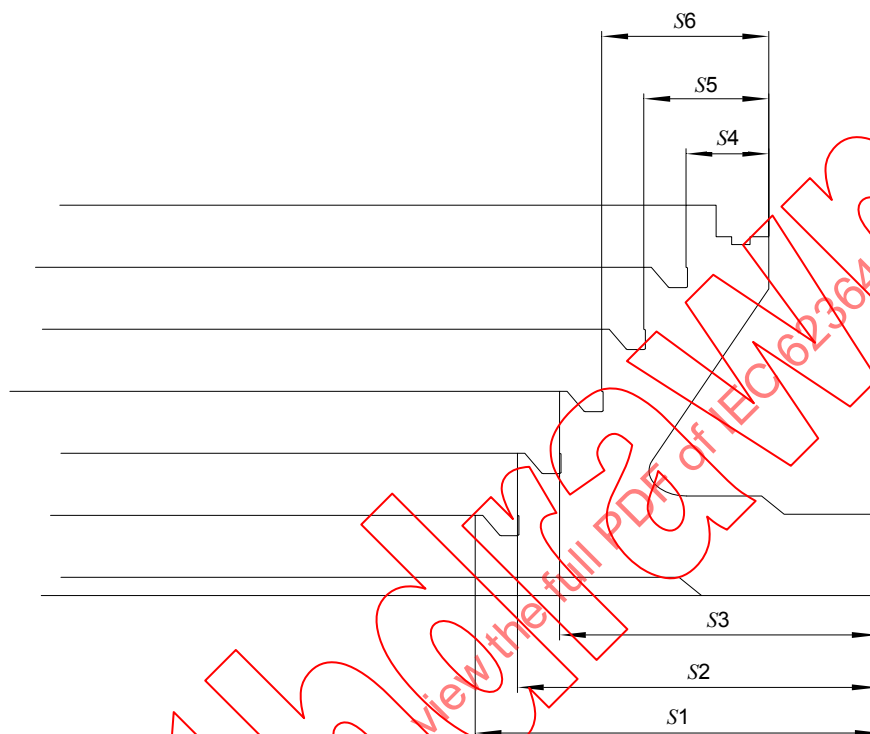


	Location 1	Location 2	Location 3	Location 4
Finger 1, $F1$				
Finger 2, $F2$				
Finger 3, $F3$				
NOTE Measuring points are 90° apart.				

B.20 Inspection record, lower stationary seal

Table B.8 – Inspection record, lower stationary seal form

Plant	Unit Nb	Date	Sign	

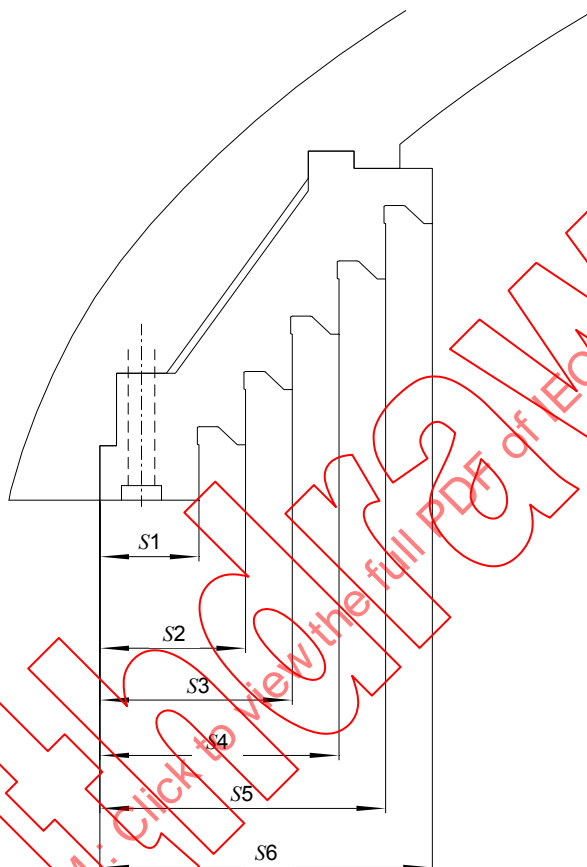


	Location 1	Location 2	Location 3	Location 4
Surface 1, S1				
Surface 2, S2				
Surface 3, S3				
Surface 4, S4				
Surface 5, S5				
Surface 6, S6				
NOTE Measuring points are 90° apart.				

B.21 Inspection record, lower rotating seal

Table B.9 – Inspection record, lower rotating seal form

Plant	Unit Nb	Date	Sign	



	Location 1	Location 2	Location 3	Location 4
Surface 1, S1				
Surface 2, S2				
Surface 3, S3				
Surface 4, S4				
Surface 5, S5				
Surface 6, S6				
NOTE Measuring points are 90° apart.				

Annex C (informative)

Water sampling procedure

The sampling should be carried out at a point where the particle content going through the turbine is measured. The flow at the sampling location should result in homogenous particle distribution at this point. Suitable locations are in the water conveyance system from the intake to the tailrace close to the runner. During the design of a new powerhouse, suitable sampling points should be planned.

During the design stage, when historical data is not yet available, water samples are often taken directly from the river. The location of sample taking does not depend on whether a continuous or discrete sampling method is used, but it should be in a place of medium flow. Note that considerable sedimentation may take place in the reservoir and this shall also be taken into consideration.

The best way for recording particle concentration is a continuous online measurement system, so that the concentration changes can be seen in great detail and used for further calculations.

If the measurement is not done continuously, the measurement frequency depends on the change of particle load over time as explained in this guide.

When recording the measurement, the location of measurement has to be given in addition to an exact description of how the data was obtained.

Annex D (informative)

Procedures for analysis of particle concentration, size, hardness and shape

D.1 General

The analysis of the abrasive particles in the water going through the turbine should include all parameters, which are necessary to evaluate the hydro-abrasive erosion action the particles in the water can have on the turbine parts. The particle analysis should include:

- particle concentration;
- particles size distribution;
- mineralogical composition of sediment;
- particle geometry.

D.2 Particle concentration

Particle concentration is non-dissolved particles in the water. Particle content should be given in kg/m^3 and may be analyzed in accordance with ISO 4365: 2005.

D.3 Particle size distribution

As different particle sizes have a different behaviour in the flow of water this also has an impact on their type of damage on the turbine parts. Due to this particle size distributions should be made regularly. Also here the method of measurement should be given with the data.

Sieving is a good way to determine the particle size distribution when the proportion of small particles is low (samples containing mostly particles with diameters $> 0,05 \text{ mm}$). The sieving fractions can be used also for the following determination of the mineral composition.

Size distribution may also be analysed in accordance with ISO 4365:2005.

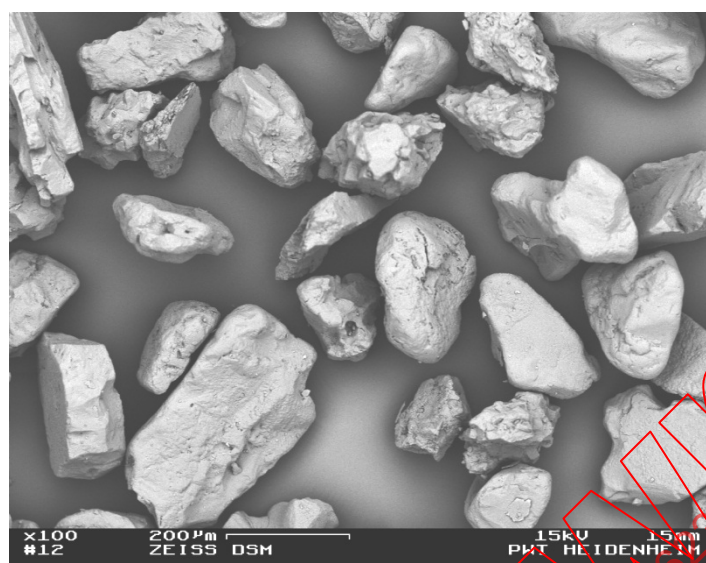
D.4 Mineral composition of the particles

Using the different particle size fractions from the particle size distribution an analysis of each fraction should be made to determine the mineralogical composition, as due to the different hardness of minerals the impact on erosion differs considerably.

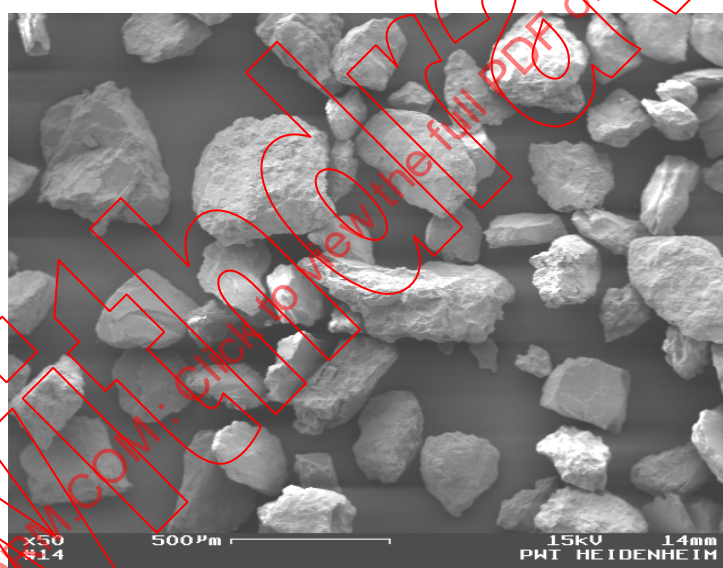
D.5 Particle geometry

Pictures of the different fractions should be taken and added to the report so that the form of typical particles can be seen. The aim is to see if either rounded particles or particles with sharp edges mainly are present in the sediment.

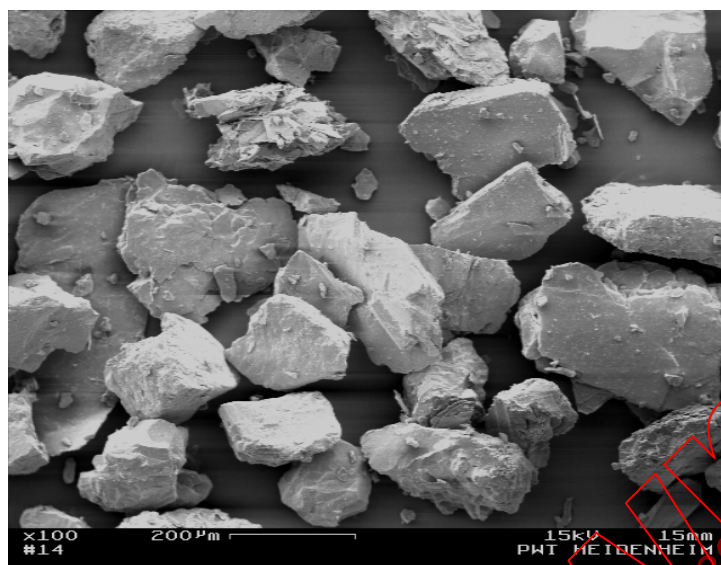
The following Figure D.1 gives three typical examples of such images, designated round, sub-angular and angular from top to bottom. Please note that the magnification is not the same in each picture. It should be chosen in such a way that a representative choice of particles can be clearly seen.



a) – Round particle geometry



b) – Subangular particle geometry



c) – Angular particle geometry

Figure D.1 – Typical examples of particle geometry

Annex E (informative)

Tests of abrasion resistant materials

E.1 General

This annex contains examples of laboratory erosion tests and corresponding wear resistance index. Since abrasion test results highly depend on the test setup, each test is presented as a relative comparison of abrasion resistance, the individual “wear resistance index”. It is not intended as a definite grading of materials or coatings or as a complete listing of testing methods. Also see 5.1.

Special attention must be paid to the following:

- the “wear resistance indices” in the tests below are normally not the same as in a turbine. There may be a factor 100 difference between laboratory tested wear resistance indices and actual wear improvement in turbines;
- the reference material in each table has the wear index of “1” (one). Wear resistance indices from different test rigs are not comparable.

E.2 Test 1

Figure E.1 shows the design of test rig number 1 and Table E.1 shows the results.

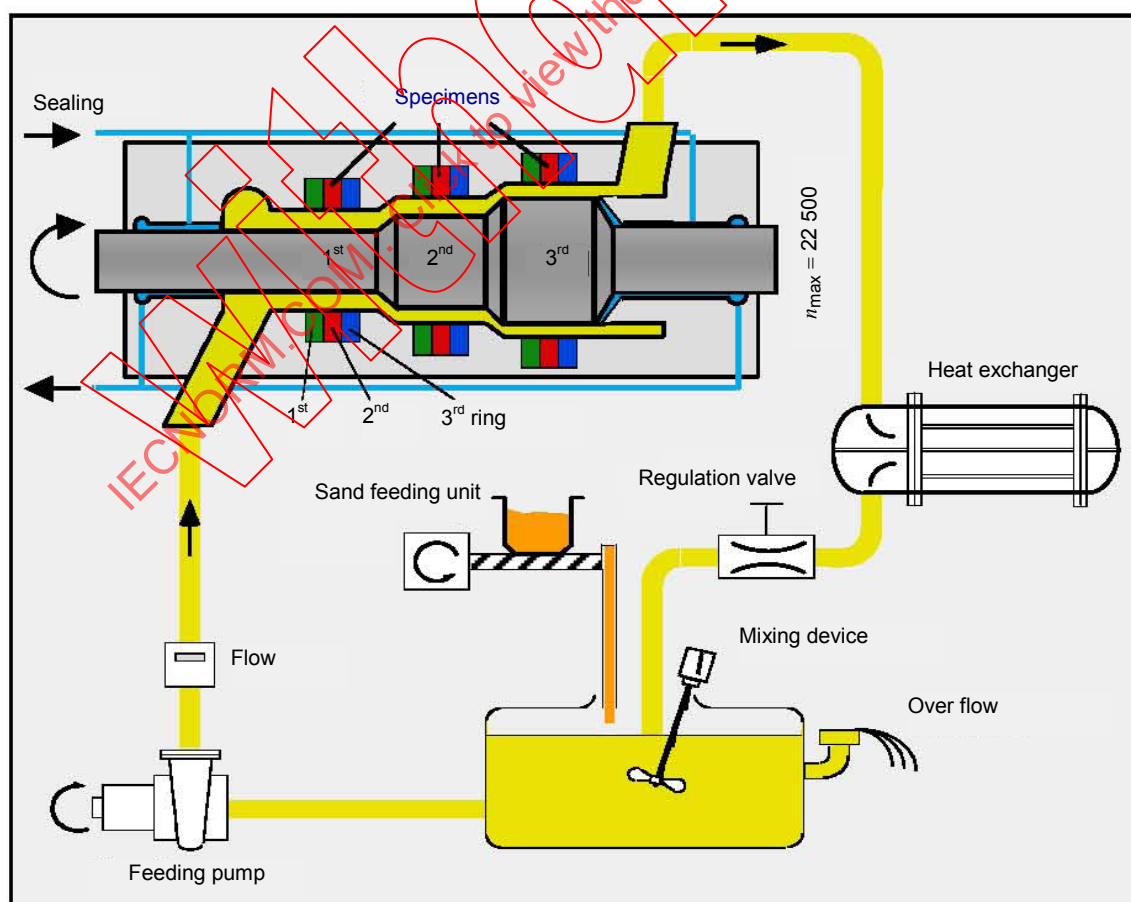


Figure E.1 – Schematic of test rig used for test 1

Table E.1 – Relative wear resistance in laboratory test 1

Material	Deposition method	Brand	Wear resistance index from	Wear resistance index to
Steel X5CrNi13 4	Solid body	n.a.	1	1
Co-base	Overlay weld	Cavitec Castolin	1,4	1,6
Steel X5CrNi13 4	Flame sprayed	Metcolloy 2	2	2,3
Nitrided steel X5CrNi13 4	Plasma nitrided	n.a.	5	6,5
Co-Cr-C	Overlay weld	Stellite 6	4	7,3
Cr	Electroplated	n.a.	25	36
Alumina/zirconia	Plasma sprayed	n.a.	30	59
Chromium-oxide	Plasma sprayed	n.a.	30	80
NiCrBSi	Overlay weld	Nicrobor 60	60	110
WCCoCr	HVOF version 1	n.a.	70	115
WCCoCr	HVOF version 2	SXH70	150	315

E.3 Test 2

At this test rig, specimens are positioned along the inner wall of a cylindrical container. A rotating tube continuously delivers particles with high speed to the surface of the specimens at a given impact angle. The loss of weight is measured after the throughput of a certain mass of particles. In these tests quartz particles with a size of 80 µm 120 µm and an impingement speed of 115 m/s were used. Table E.2 shows the wear resistance index with duplex steel at 30 degrees impact angle taken as the reference.

Table E.2 – Relative wear resistance in laboratory test 2

Material	Deposition method	Wear resistance index			
Impingement angle (°)		12	30	60	90
DUPLEX steel	Solid	1,5	1,0	1,1	1,6
STELLITE 6	Cast	2,3	1,1	1,0	1,5
WC	Solid	178	222	296	74
WCCoCr	HVOF	52	7,4	4,3	6,3
NICROBOR 60	Weld overlay	5,8	1,6	1,0	1,0

E.4 Test 3

This test is a dry abrasion test based on the Standard Test Method of ASTM G 76 - 95. The apparatus consists of a nozzle tube, which is perfused with gas-entrained solid particles. The dimensions of the nozzle are defined. The outcoming stream impinges on the surface of the rectangle specimen. The velocity of the gas and the particles, the particle feed rate and the impingement angle are adjustable as well as the testing time. At the end of the test the amount of coating loss per weight of erodent (cc/kg) is measured. See IEC 60193 in Bibliography. Table E.3 shows the results of this test and Figure E.2 shows a schematic of the test apparatus.

Table E.3 – Relative wear resistance in laboratory test 3

Material	Deposition method	Brand	Wear resistance index
Polymer coating	Paintbrush	Ceramalloy	0,07
Polymer coating	Paintbrush	Duratough	0,13
Polymer coating	Paintbrush	CIBA	0,36
Stainless steel	Solid	N/a	1,00
WCCoCr	HVOF	Version 4	1,21
Diamond composite	Settling	Version 5	1,33
Chromium carbide	Brazed tape	N/a	1,93
WCCoCr	HVOF	Version 2	4,73
WCCoCr	HVOF	Version 1	5,20
Polymer coating	Spray paint	ErodeTek	>10

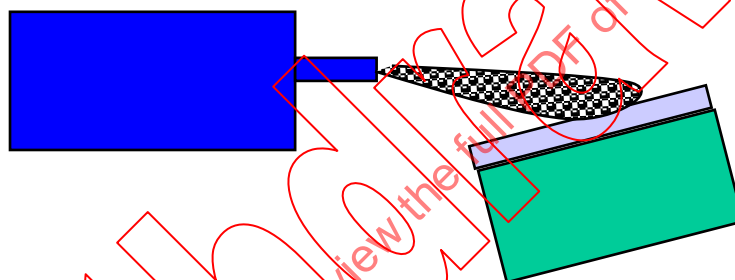


Figure E.2 – ASTM test apparatus

E.5 Test 4

This test is a field test with test coupons having various coatings welded into the draft tube cone of a hydro turbine. See Figure E.3. After operating the turbine for one season the coupons were taken out and the thickness loss of the coating was measured.

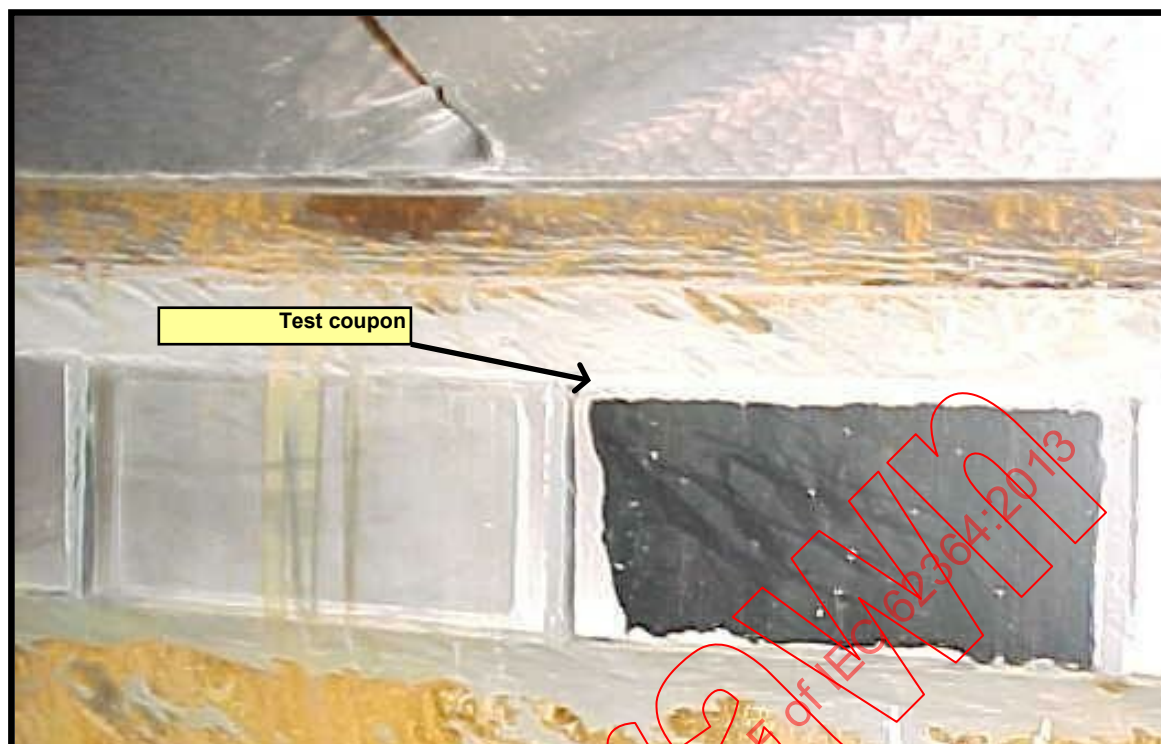


Figure E.3 – Test coupon

The coatings are essentially the same as in test 3. However, in this case there was no stainless steel reference coupon. The results are therefore reported with one of the HVOF thermal spray coatings as a reference instead. See IEC 60609-2 in the Bibliography. Table E.4 shows the results of this test.

Table E.4 – Relative wear resistance in test 4

Material	Deposition method	Brand	Wear resistance index
Polymer coating	Paintbrush	Duratough	0,08
Polymer coating	Paintbrush	CIBA	0,15
Polymer coating	Paintbrush	Belzona	0,18
Polymer coating	Paintbrush	Ceramalloy	0,21
Diamond composite	Settling	Version 6	0,25
Diamond composite	Settling	Version 5	0,40
WCCoCr	HVOF	Version 4	1,00
WCCoCr	HVOF	Version 2	1,44
WCCoCr	HVOF	Version 3	1,50
WCCoCr	HVOF	Version 1	2,12
Chromium carbide	Brazed tape	N/a	2,12
Polymer coating	Spray paint	ErodeTek	6,55

E.6 Test 5

This is a “slurry-pot” test facility for a fast and cost efficient comparison of up to four different coatings (see Figure E.4). The cylindrical specimens are fixed to a shaft, which rotates in a particle-water mixture. The maximum circumferential speed at the outer end of the specimens is 20 m/s and the concentration of the particles is 5 % (50 kg/m³). The grain size ranged

between 0,1 mm to 0,3 mm. Every 24 h (shorter times are also possible), the specimen will be weighed and every 48 h the particle/water mixture has to be exchanged as due to the impingement the particles are getting rounded. Table E.4 shows the results of this test.

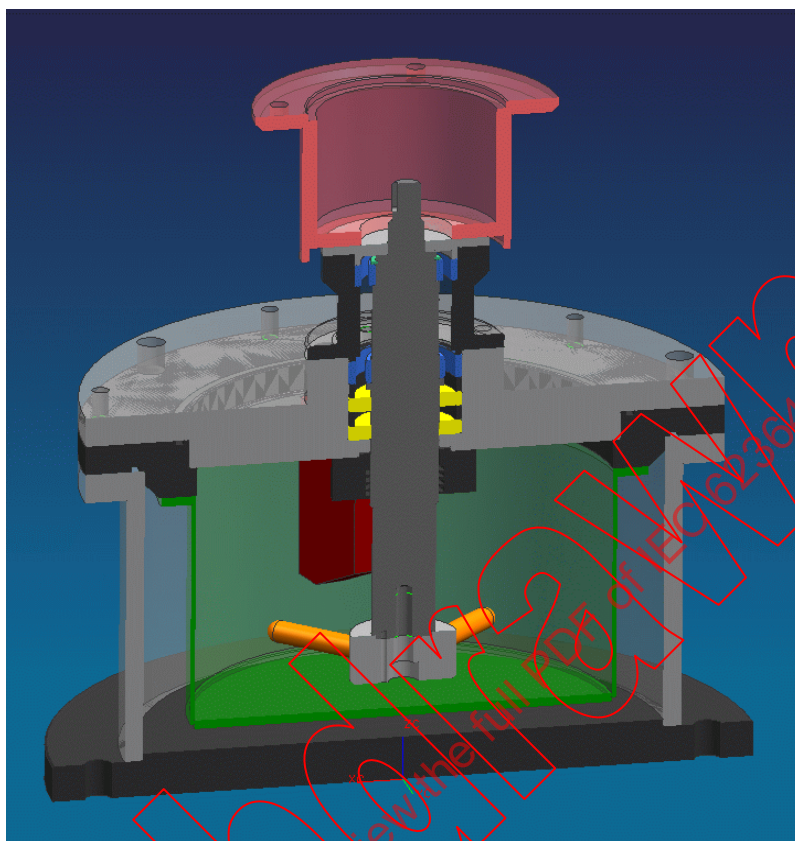


Figure E.4 – Slurry pot test facility

Table E.5 – Results of test

Material	Wear resistance index
1.4313	1
EP / PU	1,1
Flame spray	1,4
Stellite 6	5,6
NiCrBSi	8,3
PU 3	14
TC 2	66
Diaturb 532	100
Softurb 80	500

E.7 Test 6

This is a high-velocity test rig (see Figure E.5) able to simulate the flow conditions in a hydraulic machine. Flow velocities up to 45 m/s are possible. The specimens' total mass loss will be determined. Table E.6 shows the results of this test.

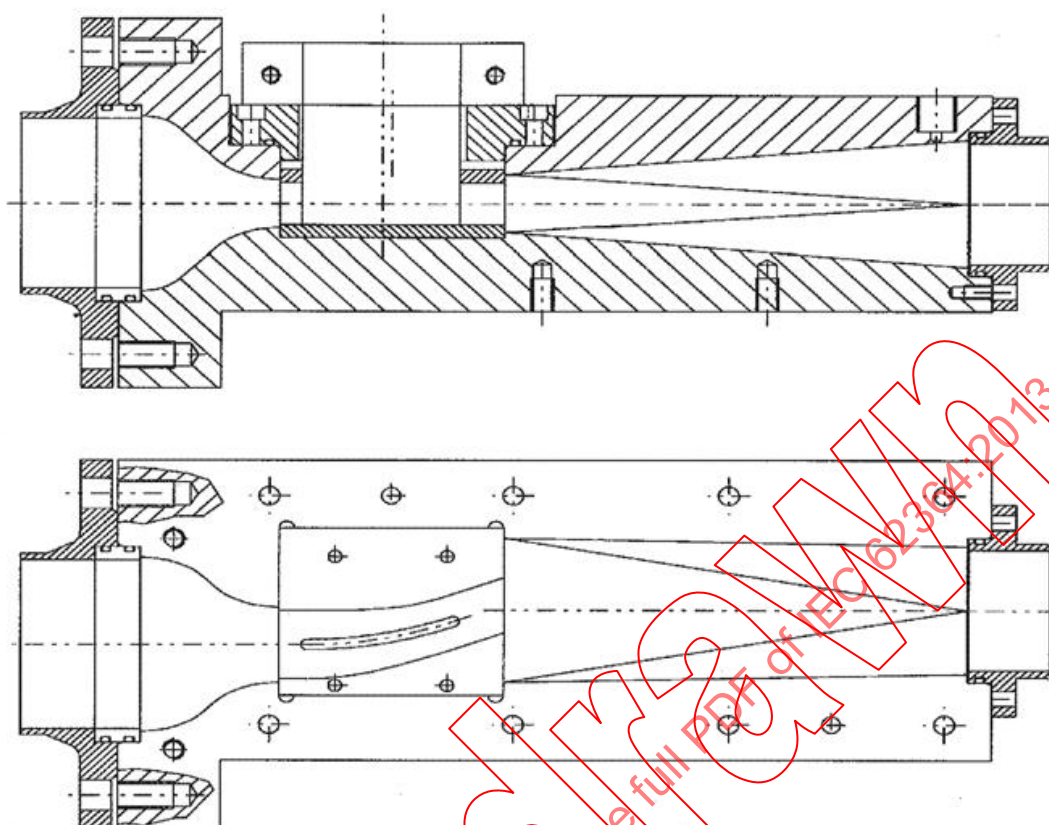


Figure E.5 – High velocity test rig

Table E.6 – Results of test

Material	Wear resistance index
1,431 3	1
TC / metal matrix (Nb 1)	1,2
NiCrBSi	1,5
TC / alloy matrix	1,9
Mix Carbide / metal matrix	11
CrC / metal matrix	14
Diaturb 532	20
PU 2	133
Softurb 80	200

E.8 Test 7

This is a rotating disc test rig as shown in Figures E.6, E.7 and E.8.

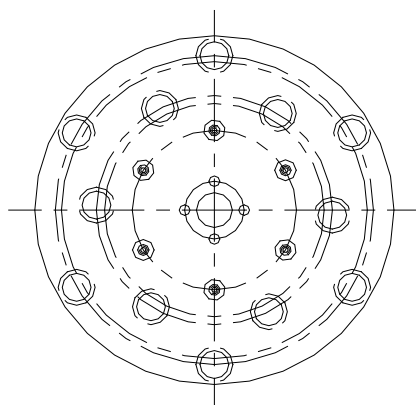
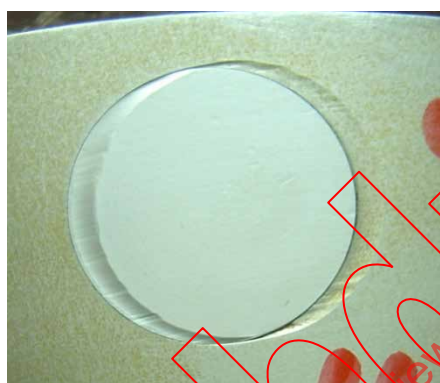


Figure E.6 – Samples are located on the rotating disk

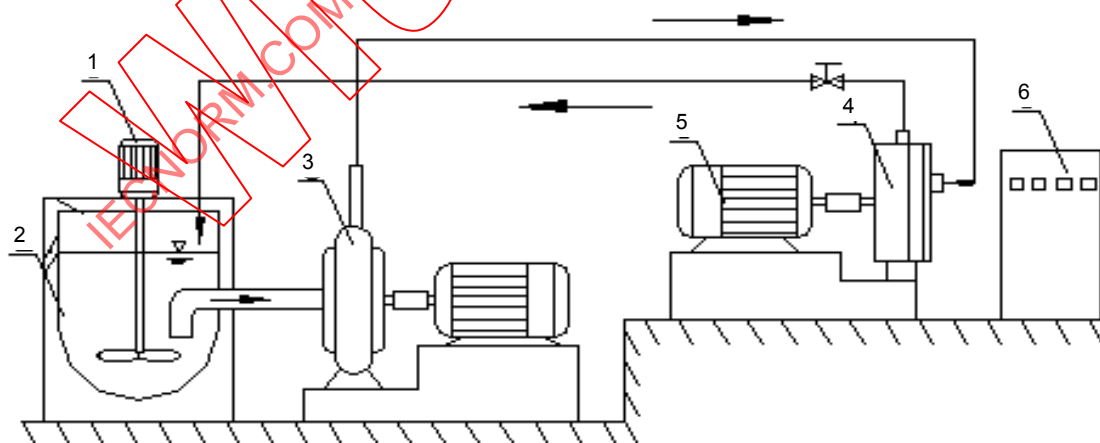


a) Sound material



b) Polymer coating

Figure E.7 – Comparison of two samples after testing



Key

- | | |
|-----------------|-------------------|
| (1) Puddle | (4) Rotating disk |
| (2) Reservoir | (5) Motor |
| (3) Slurry pump | (6) Control panel |

Figure E.8 – Whole test system of rotating disk

Some test results from this test rig are summarized in Table E.7.

Table E.7 – Results from test

Name of materials	Deposition method	Brand	Wear resistance index
ZG06Cr13Ni4Mo/ A743 CA-6NM	Found stainless steel		1
Stainless steel	Foundry	28	1
Polyurethane	Overlay	PU26	1,17
ZG28Mn	Heat treatment		1,22
Crude rubber			2,36
Polyurethane	Overlay	PUS2	3,34
Polyurethane modified Epoxy resin corundum	Overlay	EP-PU/CSi	3,4
Epoxy resin corundum	Overlay	EP/CSi	4
Dual phase cast	Heat treatment	NI	8,89
Super high polyethylene			9
Dual phase cast	Heat treatment	NIW	13,38

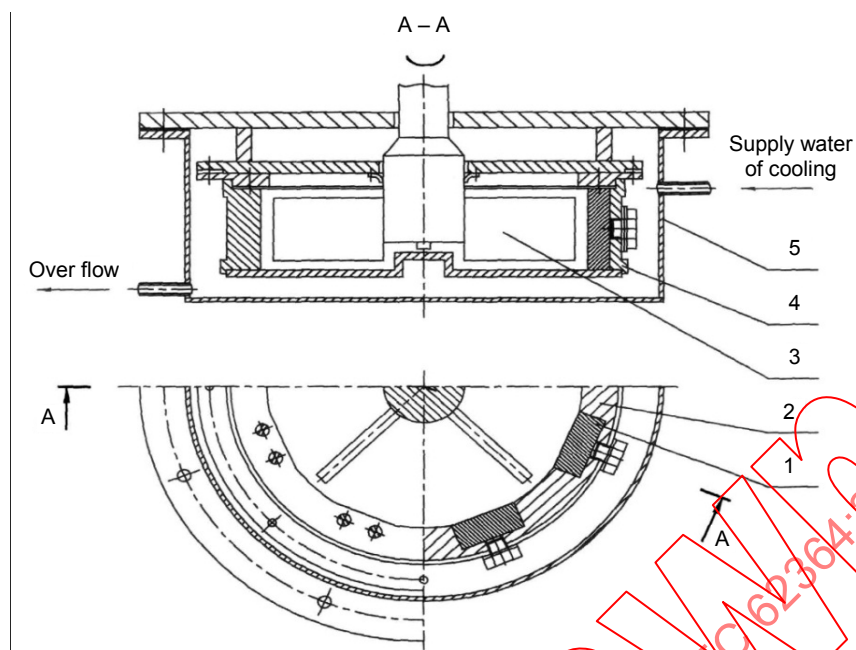
E.9 Test 8

Hydroabrasive stand material wear process is reproduced by a hydroabrasive blend rotation past test model. The test stand diagram is given in Figure E.9. The main part of the stand is a holder (2); samples (1) are placed in the seats of the holder. The holder is filled with hydroabrasive blend of specified concentration (200 g of river sand with the size of particles equal to 0,5 mm to 0,25 mm per 1 liter of water). Samples are subjected to attrition with rotating hydroabrasive mass.

Mass rotation is realized by impeller (3) that is secured on the vertical shaft by means of sleeve coupled with engine shaft. When stand is in use, the holder that is a component part of bath (4) undergo the quenching with flowing water entering into the casing (5) from service water piping.

Test length totals 4 h. After every test samples are weighed on analytical balance and hydroabrasive blend is changed for the next test.

Figure E.10 shows test samples after testing on the rig. The rotational speed of abrasive mass is 16 m/s. Note the wear on leading edge.



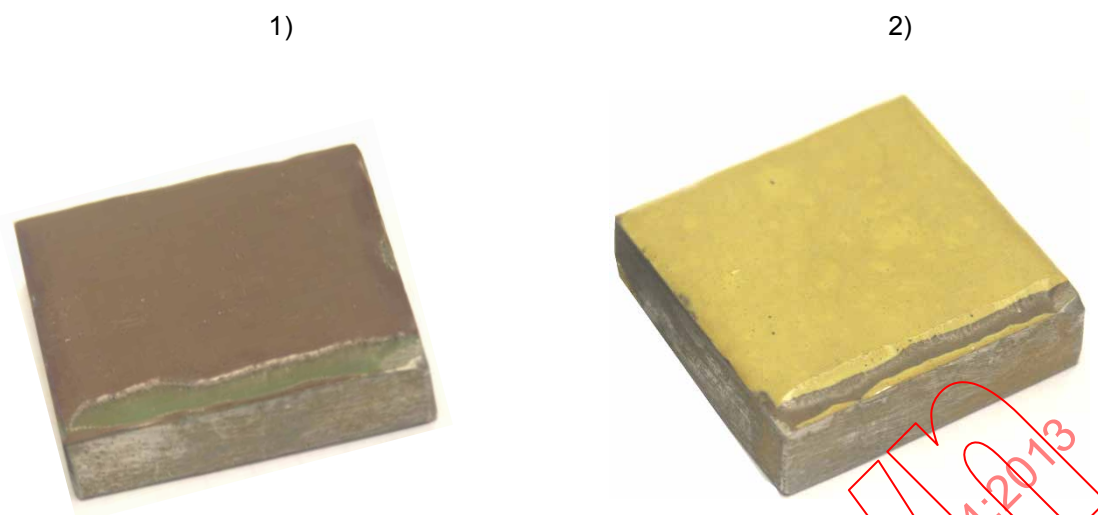
NOTE Items 1 to 5 are defined in E.9.

Section A-A refers to a broken line that goes from A to A through the center.

Figure E.9 – Schematic of test rig used for test 8

Table E.8 – Relative wear resistance in laboratory test 8

Material	Deposition method	Brand	Wear resistance index
Austenite steel		18/10	1,0
Polymer coating	Paintbrush	Agro	1,15
Polymer coating	Paintbrush	Belzona (elastomer)	2,3
Polymer coating	Paintbrush	Metalyne 580	2,1
Polymer coating	Paintbrush	Taff-shtaff	3,2
Polymer coating	Paintbrush	Liturene – 260	5,4
Hard surface	Filling	Belzona (super metal)	0,45
Hard surface	Filling	Belzona (ceramic carbide)	0,8
Cr(17 %)+Mg	Welding rod surfacing		3,2
	Welding rod surfacing	Hydroloy 914	1,3
	Welding rod surfacing	SK Cavidur	1,4
Mo+Ni	Arc spraying metallization		1,8
Mo+Ni+Cr	Arc spraying metallization		1,9
Al ₂ O ₃ +TiO ₂	Detonation coating		1,6
Ni+Co+Cu+WC	Detonation coating		1,8
Ni+ Cr+B+Si	Plasma spraying		1,7
	Plasma spraying	Metcoloy 2	3,4
Ni+W+Co	Plasma spraying		4,2
Cr+Ni+C+Si+B	Plasma spraing (termal fusing)		4,5



Key

- 1) Wear of reinforces epoxy coating (brown colour) with sub layer (green colour)
- 2) Wear of epoxy coating (yellow colour) with embedded nanotubes

Figure E.10 – Testing of samples on hydro abrasive stand

E.10 Test 9

This is a rotating disc type test facility. The disc rotates inside a cylinder filled with silt-laden water and with a flow dampening grid. It gives a parallel flow over the face of the surface (i.e. over the materials tested). The test disc is comprises 6 to 8 pieces of pie-shaped samples (corresponding to 3 to 4 kinds of materials, 2 pieces of sample for each material is shown) as shown in Figure E.11. The amount of abrasion is measured on several points on different radii. Since the circumferential velocities of the different measuring points are not same, the amounts of abrasion for different velocities are found. This gives a relationship curve of abrasion depth (h) or unit abrasion rate (ϵ) vs. circumferential velocity (U), i.e. $h=f_1(U)$, or $\epsilon=f_2(U)$. These results, corrected by experience, can be applied for the estimation of abrasion. If we test 3 kinds of materials, we get 3 curves, as shown in Figure E.12. From this figure we can directly compare the abrasive resistance of various materials. The wear resistance index can also be calculated. Table E.9 shows a relative wear resistance index for some materials in test 9 (circumferential velocity is 40 m/s).

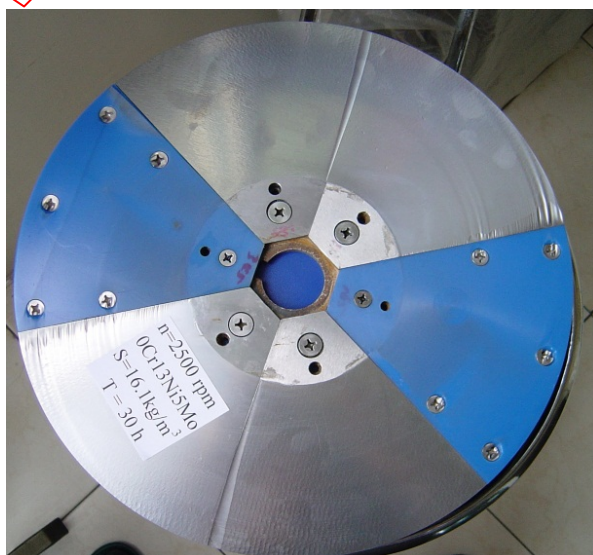


Figure E.11 – Cover of disc

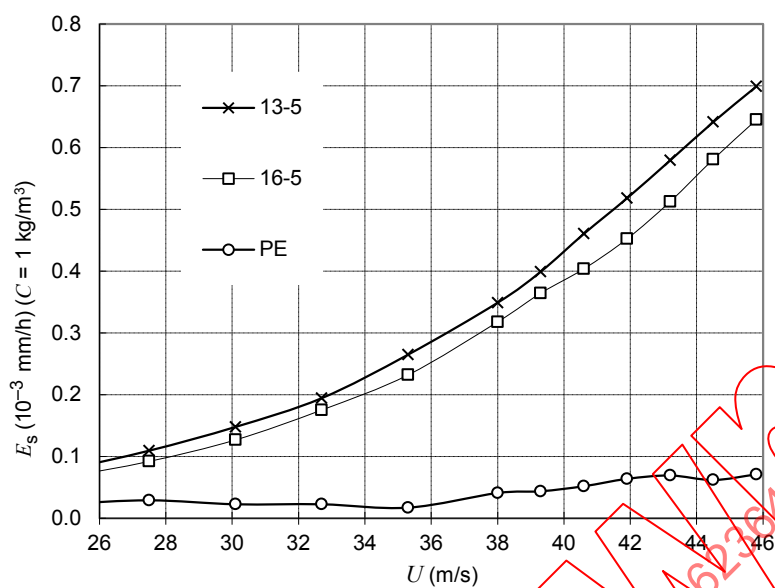


Figure E.12 – Curve of unit abrasion rate with circumference velocity for 3 kinds of materials

Table E.9 – Results of relative wear resistance for some materials ($U = 40\text{m/s}$)

Nb.	Materials	Chemical composition	Wear resistance index
1	0Cr13Ni5Mo		1,0
2	0Cr16Ni5Mo		1,1
3	13Cr4NiMo		1,0
4	HVOF coating	WC-CoCr	4,2
5	Spray fusing	WC-modify alloy	2,9
6	Polyurethane polymer		8,0
7	Super high polyethylene (PE)		8,5

Annex F

(informative)

Typical criteria to determine overhaul time due to abrasion erosion

A unit may be overhauled when the following conditions, caused by particle abrasion, occur:

- 1) the guide vanes are so worn out that it is difficult for the inlet valve to open normally, or that the unit takes too long to stop when shutting down or does not stop at all;
- 2) the thickness of the runner blade outlet for large-scale hydro turbines is abraded more than two-thirds, and for smaller turbines it is completely worn away;
- 3) the facing plates, of head cover and bottom ring are completely worn away;
- 4) the depth of the overall abrasion for the runner blade is more than 2 mm to 4 mm; depth of the local abrasion for the runner blade is more than 4 mm to 10 mm;
- 5) the clearance of the runner seals is doubled;
- 6) the efficiency of the turbine is reduced 1 % to 2 %; output is reduced 2 % to 4 %;
- 7) for surface coated machines, the worn out area of coating exceeds 5 % of the total coated area;
- 8) the main shaft seal is so worn out that it cannot run safely, unless the seal can be replaced without disassembling the unit.

Annex G (informative)

Example to calculate the amount of erosion in the full model

Assuming a Francis unit with the following main data:

$$n = 300 \text{ rpm}$$

$$P = 255 \text{ MW}$$

$$H = 428 \text{ m}$$

$$D = RS = 2,507 \text{ m}$$

The aim is to calculate the expected erosion depth for the guide vanes, facing plates, runner inlet, runner outlet and labyrinth seals that is caused by the PL as calculated in Annex A, i.e. $PL = 38,28$. The parts are all manufactured from martensitic stainless steel.

The basic formula for calculating abrasion depth is

$$S = W^{3,4} \times PL \times K_m \times K_f / RSP$$

The first step is to calculate the characteristic velocities. The specific speed for this unit is

$$n_s = n \times P^{0,5} / H^{1,25} = 300 \times 255\,000^{0,5} / 428^{1,25} = 77,8$$

According to Figure 1:

$$W_{run} = (0,25 + 0,003 \times n_s) \times (2 \times g \times H)^{0,5} = (0,25 + 0,003 \times 77,8) \times (2 \times 9,81 \times 428)^{0,5} = 44,3 \text{ m/s}$$

$$W_{gv} = 0,55 \times (2 \times g \times H)^{0,5} = 0,55 \times (2 \times 9,81 \times 428)^{0,5} = 50,4 \text{ m/s}$$

According to 3.1 K_m for martensitic stainless steel is 1.

According to 3.2 K_f and p for the various components are as follows:

$$\text{Guide vanes: } K_f = 1,06 \times 10^{-6}, p = 0,25$$

$$\text{Facing plates: } K_f = 0,86 \times 10^{-6}, p = 0,25$$

$$\text{Runner inlet: } K_f = 0,90 \times 10^{-6}, p = 0,25$$

$$\text{Runner outlet: } K_f = 0,54 \times 10^{-6}, p = 0,75$$

$$\text{Labyrinth seals: } K_f = 0,38 \times 10^{-6}, p = 0,75$$

For the guide vanes the total wear is thus

$$S = W^{3,4} \times PL \times K_m \times K_f / RSP = 50,4^{3,4} \times 38,28 \times 1 \times 1,06 \times 10^{-6} / 2,507^{0,25} = 20 \text{ mm}$$

For the other components, calculations are shown in Table G.1 below.

Table G.1 – Calculations

Component	W	PL	K_m	K_f	p	S
Guide vanes	50,4	3,84	1	$1,06 \times 10^{-6}$	0,25	20 mm
Facing plates	50,4	3,84	1	$0,86 \times 10^{-6}$	0,25	16 mm
Runner inlet	50,4	3,84	1	$0,90 \times 10^{-6}$	0,25	17 mm
Runner outlet	44,3	3,84	1	$0,54 \times 10^{-6}$	0,75	6,5 mm
Labyrinth seals	44,3	3,84	1	$0,38 \times 10^{-6}$	0,75	4,6 mm

The standard deviation for the guide vanes is 42 % according to 3.2. This means that with a probability of 67 % the actual value of S for the guide vanes will be between 11 mm and 28 mm. This may not seem very accurate, but it is the best estimate that can be supported by the data received at this time. It is hoped that in the future more data can be gathered in a suitable format so that the formula can be revised in order to make more accurate estimates.

Annex H (informative)

Examples to calculate the TBO in the reference model

Table H.1 below shows how the calculation should be done for a Pelton turbine.

Table H.1 – Pelton turbine calculation example

			Reference turbine	Planned turbine
Type			Pelton	Pelton
Coated / uncoated			Coated	Coated
Rot. speed		rpm	720	600
Bucket width	B_2	mm	700	365
Number of nozzles	z_0		1	6
Number of buckets	z_2		21	22
Average particle concentration	C	kg/m ³	0,220	0,090
Fraction of particles with Mohs hardness 5 to 5,4		%	0	0
Fraction of particles with Mohs hardness 5,5 to 5,9		%	22	25
Fraction of particles with Mohs hardness 6 to 6,9		%	0	0
Fraction of particles with Mohs hardness 7 to 7,9		%	40	55
Fraction of particles with Mohs hardness >8		%	0	0
Shape factor (1=round, 1,5=sub-angular, 2=angular)	K_{shape}	-	1	1,5
Characteristic velocity (runner)	W_{run}	m/s	67	46
Time between overhaul TBO		h	13 600	6 400

Calculation of TBO

$$TBO_{target} = S_{ref, calc} / S_{target, calc} \times TBO_{ref}$$

$$S_{ref, calc} / S_{target, calc} = W_{ref}^{3,4} / W_{target}^{3,4} \times PL_{ref} / PL_{target} \times K_{m,ref} / K_{m,target} \times K_{f,ref} / K_{f,target} \times B_{2,target} / B_{2,ref}$$

$$= 3,59 \times 1,19 \times 1 \times 0,210 \times 0,521$$

$$= 0,454$$

with:

$$W_{ref}^{3,4} / W_{target}^{3,4} = 3,59$$

$$PL_{ref} / PL_{target} = C_{ref} / C_{target} \times K_{shape,ref} / K_{shape,target} \times K_{size,ref} / K_{size,target} \times K_{hardness,ref} / K_{hardness,target} = 1,19$$

Assumptions:

- constant over the year
- $K_{size,ref} / K_{size,target} = 1$
(grain size distribution in both cases is assumed to be the same)

- $K_{\text{hardness,ref}} / K_{\text{hardness,target}} \approx 0,73$
(as both runners are coated only the fraction of Mohs hardness above 7 is used. Ratio of both fractions is 0,73)

$$K_{\text{m,ref}} / K_{\text{m,target}} = 1 \text{ (both coated)}$$

$$K_{\text{f,ref}} / K_{\text{f,target}} = [z_{0,\text{ref}} \times n_{\text{ref}} / z_{2,\text{ref}}] / [z_{0,\text{target}} \times n_{\text{target}} / z_{2,\text{target}}] = 0,210$$

$$B_{2,\text{target}} / B_{2,\text{ref}} = 365 / 700 = 0,521$$

$$TBO_{\text{target}} = 0,470 \times 13\,600 \text{ h} \sim 6\,400 \text{ h}$$

Table H.2 below shows how the calculation should be done for a Francis turbine.

Table H.2 – Francis turbine calculation example

			Reference turbine	Unknown turbine
Type			Francis	Francis
Coated / uncoated			Coated	Coated
Reference diameter	D	M	1,279	2,523
Average particle concentration	C	kg/m ³	0,126	0,716
Fraction of particles with Mohs hardness 5 to 5,4		%	0	0
Fraction of particles with Mohs hardness 5,5 to 5,9		%	2	2
Fraction of particles with Mohs hardness 6 to 6,9		%	16	3,3
Fraction of particles with Mohs hardness 7 to 7,9		%	38	75
Fraction of particles with Mohs hardness >8		%	0	0
Shape factor (1=round, 1,5=sub-angular, 2=angular)	K_{shape}	-	1	1,5
Characteristic velocity (runner)	W_{run}	m/s	59,9	47,6
Time between overhaul	TBO	h	22 800	5 800

Calculation of TBO

$$TBO_{\text{target}} = S_{\text{ref, calc}} / S_{\text{target, calc}} \times TBO_{\text{ref}}$$

$$\frac{S_{\text{ref, calc}}}{S_{\text{target, calc}}} = \frac{W_{\text{ref}}^{3,4} / W_{\text{target}}^{3,4} \times PL_{\text{ref}} / PL_{\text{target}} \times K_{\text{m,ref}} / K_{\text{m,target}} \times K_{\text{f,ref}} / K_{\text{f,target}} \times D_{\text{target}} / D_{\text{ref}}}{D_{\text{target}} / D_{\text{ref}}}$$

$$= 2,185 \times 0,059 \times 1 \times 1 \times 1,97$$

$$= 0,254$$

with:

$$W_{\text{ref}}^{3,4} / W_{\text{target}}^{3,4} = 2,185$$

$$\frac{PL_{\text{ref}}}{PL_{\text{target}}} = \frac{C_{\text{ref}}}{C_{\text{target}}} \times \frac{K_{\text{shape,ref}}}{K_{\text{shape,target}}} \times \frac{K_{\text{size,ref}}}{K_{\text{size,target}}} \times \frac{K_{\text{hardness,ref}}}{K_{\text{hardness,target}}}$$

$$= 0,176 \times 0,667 \times 1 \times 0,5$$

$$= 0,0587$$

Assumptions:

- constant over the year

- $K_{\text{size,ref}} / K_{\text{size,target}} = 1$
(grain size distribution in both cases is assumed to be the same)
- $K_{\text{hardness,ref}} / K_{\text{hardness,target}} \approx 0,5$
(based that the fraction of hard particles with Mohs hardness of 7 and higher is double in the target turbine, as the runner is coated only the fraction of Mohs hardness above 7 is used)

$$K_{\text{m,ref}} / K_{\text{m,target}} = 1 \text{ (both coated)}$$

$$K_{\text{f,ref}} / K_{\text{f,target}} = 1 \text{ (for Francis)}$$

$$\begin{aligned} TBO_{\text{target}} &= 0,254 \times 22\,800 \text{ h} \\ &= 5\,800 \text{ h} \end{aligned}$$

Withdrawing
 IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 62364:2013

Bibliography

- 1) IEC 60193:1999, *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests*
- 2) IEC 60609-2:2004, *Cavitation pitting evaluation in hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Part 2: Evaluation in Pelton turbines*
- 3) IEC/TR 61364, *Nomenclature for hydroelectric powerplant machinery*
- 4) ISO 4365:2005, *Liquid flow in open channels – Sediment in streams and canals – Determination of concentration, particle size distribution and relative density*
- 5) ASTM G76:1995, *Standard test method for conducting erosion tests by solid particle impingement using gas jets*
- 6) Gray, Aunemo and Rommetveit:2004, *Recent developments in silt erosion coatings, IAHR 22nd Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*
- 7) Wedmark:2006, *Recent progress in silt erosion research, Hydro 2006*
- 8) Dr. Y. C. Agrawal, Mr. H. Chuck Pottsmith:2005, *Turbine erosion, Lasers warn of abrasive sediments, Hydro 2005 Conference, Villach, Austria*
- 9) Mann B.S., Arya V., Dadu V., Manea L.:2001, *Hydro Project Equipment: Solutions for Common Challenges, HRW/July 2001*
- 10) Mann B.S., Arya V.:2001, *Abrasive and erosive wear characteristics of plasma nitriding and HVOF coatings: their application in hydro turbines, Wear 249 (2001) 354-360*
- 11) Mann B.S., Arya V., Maiti A.K., Rao M.U.B., Joshi P.:2006, *Corrosion and erosion performance of HVOF/TiAlN PVD coatings and candidate materials for high pressure gate valve application, Wear 260 (2006) 75-83*
- 12) Engelhardt M., Oechsle D.:2003, *Countermeasures to Reduce Hydro Abrasive Wear at Hydro Turbine Parts, Proceedings, Hydro 2003, Vol. I, Croatia*
- 13) Gummer J.H.:2009, *Combating Silt Erosion in Hydraulic Turbines HRW / March 2009*
- 14) Proceedings of the Oslo Workshop:2003, *Erosion and Sediment Transport Measurement in Rivers: Technological and Methodological Advances, Proceedings of the Oslo Workshop, June 2002, IAHS Publ. 283, 2003*
- 15) Nozaki T.:1985, *Nuevo Metodo Para La Decision de la Capacidad y dimension del desarendador, considerando el desgaste de la turbina por el materila solido flotante (only available in Spanish)*
- 16) Bishwakarma M.B.:2008, *Research on optimum sediment exclusion, www.waterpowermagazine.com, 2008*
- 17) Duan C.G., Karelin:2002, *Abrasive Erosion & Corrosion of Hydraulic Machinery, Imperial College Press*
- 18) Proceedings of „Siltng Problems in Hydropower Projects“, 3rd International Conference, 2008, India
- 19) Meng and Ludema:1985, *Wear models and predictive equations: their form and content, WEAR 1985*
- 20) Wedmark, Winkler and Dekumbis:2010, *Finding a way to estimate abrasion amount, Hydro 2010 conference, Lisbon, Portugal*

SOMMAIRE

AVANT-PROPOS	77
INTRODUCTION	79
1 Domaine d'application	80
2 Termes, définitions et symboles	81
2.1 Unités	81
2.2 Termes, définitions et symboles	81
3 Taux d'abrasion	84
3.1 Modélisation théorique	84
3.2 Introduction de la variable <i>PL</i>	86
3.3 Résultats de l'enquête	89
3.4 Modélisation par analogie	89
4 Conception	90
4.1 Généralités	90
4.2 Système d'adduction hydraulique	91
4.3 Vanne	91
4.3.1 Généralités	91
4.3.2 Choix de matériaux et de revêtements résistant à l'abrasion	92
4.3.3 Revêtements intérieurs en acier inoxydable	92
4.3.4 Protection (par obstruction) de l'espace entre le boîtier et le tourillon	92
4.3.5 Butées extérieures à la vanne	93
4.3.6 Capacité appropriée de l'organe de manœuvre des vannes de garde	93
4.3.7 Augmentation de la taille de la dérivation pour prendre en compte un débit de fuite plus élevé au niveau des directrices	93
4.3.8 Conception du système de dérivation	93
4.4 Turbine	93
4.4.1 Généralités	93
4.4.2 Conception hydraulique	93
4.4.3 Conception mécanique	96
4.4.4 Fonctionnement	103
4.4.5 Pièces de rechange et inspections périodiques	104
4.4.6 Échantillonnage et contrôle continu des particules	105
5 Matériaux résistant à l'abrasion	106
5.1 Recommandations concernant la résistance à l'abrasion relative des matériaux, y compris les revêtements spécifiques résistant à l'abrasion	106
5.1.1 Généralités	106
5.1.2 Discussion et conclusions	106
5.2 Recommandations concernant la maintenabilité des matériaux utilisés pour les revêtements résistant à l'abrasion	107
5.2.1 Définition des termes employés dans ce paragraphe	107
5.2.2 Temps entre révisions pour les revêtements de protection	108
5.2.3 Entretien des revêtements de protection	109
6 Recommandations concernant les éléments à intégrer dans les spécifications	110
6.1 Généralités	110
6.2 Propriétés des particules traversant la turbine	111
6.3 Granulométrie des particules	111
6.4 Minéralogie des particules pour chacune des périodes susmentionnées	112

Annexe A (informative) Exemple de calcul de la valeur PL	113
Annexe B (informative) Mesure et enregistrement des dommages par abrasion	115
Annexe C (informative) Procédure d'échantillonnage de l'eau	129
Annexe D (informative) Procédures d'analyse de la concentration, de la taille, de la dureté et de la forme des particules	130
Annexe E (informative) Essais des matériaux résistant à l'abrasion	133
Annexe F (informative) Critères typiques de détermination de la nécessité d'une révision en raison de l'érosion par abrasion	145
Annexe G (informative) Exemple de calcul du degré d'érosion en utilisant le modèle général	146
Annexe H (informative) Exemples de calcul du TBO dans le modèle de référence	148
Bibliographie.....	151
Figure 1 – Estimation des vitesses caractéristiques dans les directrices, W_{gv} , et dans la roue, W_{run} , en fonction de la vitesse spécifique de la turbine	86
Figure 2 – Exemple d'écoulement dans un injecteur Pelton à différentes ouvertures	87
Figure 3 – Exemple de protection de la zone de transition	92
Figure 4 – Aubes en encorbellement pour un projet de réhabilitation	95
Figure 5 – Exemple de cavitation type "moustaches" en ceinture de roue	96
Figure 6 – Conception détaillée des étanchéités du tourillon des directrices	98
Figure 7 – Exemple de fixation de plaques d'usure côté sec	99
Figure 8 – Tuyaux d'équilibrage avec coudes au niveau du flasque supérieur	101
Figure 9 – Labyrinthe à étage de forme optimisée pour application du revêtement dur.....	103
Figure 10 – Évolution dans le temps de la pression dans la bache spirale	109
Figure D.1 – Exemples typiques de géométrie des particules.....	132
Figure E.1 – Représentation schématique du banc d'essai utilisé lors de l'essai 1	134
Figure E.2 – Appareillage d'essai ASTM	136
Figure E.3 – Éprouvette d'essai	136
Figure E.4 – Installation d'essai "cuve à boue"	137
Figure E.5 – Banc d'essai à vitesse élevée	138
Figure E.6 – Emplacement des échantillons sur le disque tournant	139
Figure E.7 – Comparaison de deux échantillons après essai.....	139
Figure E.8 – Système d'essai complet à disque tournant.....	140
Figure E.9 – Représentation schématique du banc d'essai utilisé pour l'essai 8	141
Figure E.10 – Essai d'échantillons sur banc hydro-abrasif	143
Figure E.11 – Disque support.....	144
Figure E.12 – Courbe du taux d'abrasion en fonction de la vitesse circonférentielle pour 3 types de matériaux.....	144
Tableau 1 – Analyse des données collectées à partir du questionnaire	89
Tableau 2 – Présentation succincte de la faisabilité de la réparation de type C	109
Tableau 3 – Formulaire pour les propriétés des particules traversant la turbine	111
Tableau 4 – Formulaire concernant la granulométrie des particules	112
Tableau 5 – Formulaire présentant la composition minérale des particules pour chacune des périodes susmentionnées.....	112

Tableau A.1 – Exemple de documentation des essais sur échantillonnage.....	113
Tableau A.2 – Exemple de documentation des résultats d'échantillonnage	114
Tableau B.1 – Registre d'inspection, formulaire dédié à l'entrée des aubes	121
Tableau B.2 – Registre d'inspection, formulaire dédié à la sortie des aubes	122
Tableau B.3 – Registre d'inspection, formulaire dédié à la ceinture de roue.....	123
Tableau B.4 – Registre d'inspection, formulaire dédié aux directrices	124
Tableau B.5 – Registre d'inspection, formulaire dédié aux plaques d'usure et aux flasques.....	125
Tableau B.6 – Registre d'inspection, formulaire dédié au labyrinthe supérieur fixe.....	126
Tableau B.7 – Registre d'inspection, formulaire dédié au labyrinthe supérieur mobile	126
Tableau B.8 – Registre d'inspection, formulaire dédié au labyrinthe inférieur fixe	127
Tableau B.9 – Registre d'inspection, formulaire dédié au labyrinthe inférieur tournant	128
Tableau E.1 – Résistance à l'usure relative lors de l'essai en laboratoire n° 1.....	134
Tableau E.2 – Résistance à l'usure relative dans l'essai en laboratoire n° 2.....	135
Tableau E.3 – Résistance à l'usure relative dans l'essai en laboratoire 3.....	135
Tableau E.4 – Résistance à l'usure relative dans l'essai 4	137
Tableau E.5 – Résultats d'essai.....	138
Tableau E.6 – Résultats d'essai.....	139
Tableau E.7 – Résultats d'essai.....	140
Tableau E.8 – Résistance relative à l'usure lors de l'essai 8	142
Tableau E.9 – Résultats de la résistance à l'usure relative pour certains matériaux ($U =$ 40 m/s)	144
Tableau G.1 – Calculs	147
Tableau H.1 – Exemple de calcul pour une turbine Pelton	148
Tableau H.2 – Exemple de calcul pour une turbine Francis	149

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

**MACHINES HYDRAULIQUES –
GUIDE RELATIF AU TRAITEMENT DE L'ÉROSION
HYDRO-ABRASIVE DES TURBINES KAPLAN, FRANCIS ET PELTON**

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 elle-même ne fournit aucune attestation de conformité. Des organismes de certification indépendants fournissent des services d'évaluation de conformité et, dans certains secteurs, accèdent aux marques de conformité de la CEI. La CEI n'est responsable d'aucun des services effectués par les organismes de certification indépendants.
- 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 brevet. La CEI ne saurait être tenue pour responsable de ne pas avoir identifié de tels droits de brevets et de ne pas avoir signalé leur existence.

La Norme internationale CEI 62364 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
4/279/FDIS	4/283/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.

Le comité a décidé que le contenu de cette publication ne sera pas modifié avant la date de stabilité 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.

IMPORTANT – Le logo “colour inside” qui se trouve sur la page de couverture de cette publication indique qu'elle contient des couleurs qui sont considérées comme utiles à une bonne compréhension de son contenu. Les utilisateurs devraient, par conséquent, imprimer cette publication en utilisant une imprimante couleur.

INTRODUCTION

De nombreux propriétaires de centrales hydroélectriques font face à une dégradation parfois très importante de leurs machines provoquée par des particules abrasives. Ces propriétaires doivent chercher à communiquer, par des moyens appropriés, aux fournisseurs potentiels des machines destinées à leurs sites, leur souhait que les concepteurs portent une attention toute particulière, lors de la phase de conception de la turbine, à la réduction au minimum de la gravité et des effets de l'abrasion par les particules.

Les étapes que le concepteur pourrait suivre, et dont il convient qu'il les suive effectivement, de manière à prolonger la durée de vie utile avant toute révision importante des composantes d'une turbine fonctionnant dans des conditions sévères d'abrasion par les particules, font l'objet d'un consensus restreint. Cette situation a conduit certains propriétaires à intégrer dans leurs spécifications des conditions qui ne peuvent être satisfaites en s'appuyant sur des méthodes et des matériaux connus.

MACHINES HYDRAULIQUES – GUIDE RELATIF AU TRAITEMENT DE L'ÉROSION HYDRO-ABRASIVE DES TURBINES KAPLAN, FRANCIS ET PELTON

1 Domaine d'application

Ce Guide est destiné à :

- a) présenter les données disponibles concernant les taux d'abrasion par particules avec diverses combinaisons de qualité de l'eau, conditions d'exploitation, matériaux et propriétés des composantes; ces données ayant été obtenues sur différents sites hydroélectriques;
- b) développer des lignes directrices applicables aux méthodes de réduction au minimum de l'abrasion par particules par des modifications de la conception hydraulique utilisée en l'absence de particules. Ces lignes directrices n'abordent pas les détails tels que les profils hydrauliques que les spécialistes en conception hydraulique déterminent pour un site donné;
- c) développer des lignes directrices établies sur le « retour d'expérience » concernant la résistance relative de matériaux confrontés aux problèmes d'abrasion par les particules;
- d) développer des lignes directrices concernant la maintenabilité des matériaux résistant à l'abrasion et des revêtements de surface durs;
- e) développer des lignes directrices relatives à la recommandation d'une méthode, que les propriétaires pourraient appliquer, et dont il convient qu'ils l'appliquent effectivement, afin de s'assurer que leurs spécifications montrent la nécessité d'accorder une attention toute particulière à la conception des formes hydrauliques propres à leur site sans imposer des critères qui ne peuvent être satisfaits dans la mesure où les moyens à mettre en œuvre ne sont pas maîtrisables par les constructeurs;
- f) développer des lignes directrices concernant le mode de fonctionnement des turbines hydroélectriques en présence de particules afin d'accroître la durée de vie.

Ce guide fait l'hypothèse d'une eau chimiquement non agressive; étant donné que cette agressivité dépend des diverses compositions chimiques possibles, ainsi que des matériaux constitutifs de la machine, le domaine d'application de ce Guide ne traite pas de cette question.

Ce guide fait également l'hypothèse de l'absence de cavitation au niveau de la turbine. En effet la cavitation et l'abrasion peuvent se renforcer mutuellement de sorte que l'érosion résultante est plus importante que la somme des deux. Comme aucune formulation quantitative de cette abrasion résultante n'est connue, ce guide n'a pas pour objet de l'évaluer, sauf pour recommander, lors de la phase de conception de la turbine, des efforts particuliers visant à minimiser la cavitation.

Des solides de grand volume (comme des pierres, du bois, de la glace, des objets métalliques, etc.) véhiculés par l'eau peuvent percuter les composantes de la turbine et les endommager. Ces dommages peuvent pour leur part accroître la turbulence de l'écoulement et accélérer l'usure par cavitation et par abrasion. Les revêtements durs résistants à l'abrasion peuvent également être endommagés localement suite à l'impact de ces solides de grand volume. Ce guide ne traite pas de ces questions.

Ce guide se concentre principalement sur les équipements des centrales hydroélectriques. Certaines parties de ce guide peuvent également s'appliquer à d'autres machines hydrauliques.

2 Termes, définitions et symboles

2.1 Unités

Ce guide adopte le système international d'unités (S.I.), d'autres systèmes étant toutefois admis.

2.2 Termes, définitions et symboles

Pour les besoins de ce document, les termes, définitions et symboles suivants s'appliquent.

NOTE Ces termes, définitions et symboles s'appuient également, le cas échéant, sur la CEI/TR 61364.

Para- graphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
2.2.1	énergie hydraulique massique d'une machine	énergie massique de l'eau existante entre les sections de référence haute et basse pressions 1 et 2 de la machine Note 1 à l'article: Pour plus d'informations, voir la CEI 60193.	E	J/kg
2.2.2	accélération due à la pesanteur	valeur locale de l'accélération de la pesanteur sur le site d'essai. Note 1 à l'article: Pour plus d'informations, voir la CEI 60193.	g	m/s ²
2.2.3	hauteur de chute nette d'une turbine hauteur nette de refoulement d'une pompe	chute disponible aux bornes de la machine hydraulique $H = E/g$	H	m
2.2.4	diamètre de référence	diamètre de référence de la machine hydraulique Note 1 à l'article: Pour les turbines Pelton, il s'agit du diamètre tangent, pour les turbines Kaplan, il s'agit du diamètre du manteau de roue et pour les turbines Francis et les turbines pompes de type Francis, il s'agit du diamètre de section basse pression des aubes de roue au niveau de la ceinture Note 2 à l'article: Pour plus d'informations, voir la CEI 60193.	D	m
2.2.5	profondeur d'abrasion	profondeur de l'érosion induite par l'abrasion due aux particules au niveau d'une composante métallique	S	mm
2.2.6	vitesse caractéristique	vitesse caractéristique définie pour chaque composante d'une machine et utilisée pour quantifier le dommage dû à l'abrasion par les particules Note 1 à l'article: Voir également 2.2.20 à 2.2.24.	W	m/s
2.2.7	concentration en particules	masse totale des particules solides par m ³ d'eau Note 1 à l'article: Si la concentration en particules est exprimée en ppm, il est recommandé d'utiliser la masse des particules par masse d'eau, de sorte que 1 000 ppm correspondent environ à 1 kg/m ³ .	C	kg/m ³
2.2.8	charge en particules	concentration en particules intégrée sur la durée T considérée $PL = \int_0^T C(t) \times K_{\text{taille}}(t) \times K_{\text{forme}}(t) \times K_{\text{dureté}}(t) \times dt$	PL	kg × h/m ³

Para- graphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
		$\left(\approx \sum_{n=1}^N C_n \times K_{\text{taille},n} \times K_{\text{forme},n} \times K_{\text{dureté},n} \times T_{s,n} \right)$ $C(t) = 0$ en l'absence d'écoulement d'eau dans la turbine. Lorsque la turbine est à l'arrêt avec la bêche spirale sous pression, alors $C(t)=0$ pour calculer PL pour la roue et les labyrinthes, mais $C(t) \neq 0$ pour calculer PL pour les directrices et les plaques d'usure.		
2.2.9	facteur de taille	facteur qui caractérise le mode d'association de l'abrasion et de la taille des particules abrasives	K_{taille}	
2.2.10	facteur de forme	facteur qui caractérise le mode d'association de l'abrasion et de la forme des particules abrasives	K_{forme}	
2.2.11	facteur de dureté	facteur qui caractérise le mode d'association de l'abrasion et de la dureté des particules abrasives	$K_{\text{dureté}}$	
2.2.12	facteur de résistance du matériau	facteur qui caractérise le mode d'association de l'abrasion et des propriétés matérielles du matériau de base	K_m	
2.2.13	coefficient d'écoulement	coefficient qui caractérise le mode d'association de l'abrasion et de l'écoulement autour de chaque composante	K_f	$[\text{mm}] \times \text{s}^{3,4}$ $\text{kg} \times \text{h} \times \text{m}^a$
2.2.14	intervalle d'échantillonnage	intervalle de temps entre deux échantillons d'eau prélevés pour déterminer la concentration en particules abrasives	T_s	h
2.2.15	charge annuelle en particules	charge totale (PL) pour 1 année d'exploitation, c'est-à-dire PL pour $T = 8\,760$ h calculé conformément au 2.2.8	PL_{an}	$\text{kg} \times \text{h}/\text{m}^3$
2.2.16	concentration maximale	concentration maximale en particules abrasives sur un intervalle de temps spécifié	C_{max}	kg/m^3
2.2.17	diamètre médian des particules	diamètre médian des particules abrasives dans un échantillon, c'est-à-dire que les particules d'un diamètre inférieur à la valeur considérée représentent 50 % de la masse totale des particules présentes dans l'échantillon	dP_{50}	mm
2.2.18	indice de résistance à l'usure	profondeur ou volume d'abrasion d'un matériau de référence (généralement une variété d'acier inoxydable) divisé(e) par la profondeur ou le volume d'abrasion du matériau concerné, soumis aux mêmes conditions	WRI	-
2.2.19	angle d'impact	angle entre la trajectoire des particules et la surface du substrat		°
2.2.20	vitesse caractéristique dans les directrices de turbines Francis vitesse caractéristique dans les directrices de turbines Kaplan	débit divisé par la section minimale d'écoulement au niveau des directrices pour le point de meilleur rendement $W_{\text{gv}} = \frac{Q}{a \times Z_0 \times B_0}$	W_{gv}	m/s
2.2.21	vitesse caractéristique dans les directrices des turbines de type Kaplan, Francis ou tubulaires	vitesse de l'eau au niveau du distributeur $W_{\text{gv}} = 0,5 \times \sqrt{2 \times E}$	W_{gv}	m/s

Para- graphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
2.2.22	vitesse caractéristique dans l'injecteur Pelton	vitesse de l'eau au niveau de l'injecteur $W_{inj} = \sqrt{2 \times E}$	W_{inj}	m/s
2.2.23	vitesse caractéristique dans la roue de turbine bulbe, Kaplan ou Francis	vitesse relative entre l'eau et la pale/aube de la roue estimée à l'aide des formules ci-dessous au meilleur point de rendement $W_{run} = \sqrt{u_2^2 + c_2^2}$ $u_2 = n \times \pi \times D$ $c_2 = \frac{Q \times 4}{\pi \times D^2}$ Note 1 à l'article: Pour simplifier le calcul de c_2 pour les turbines Kaplan ne tient pas compte du diamètre du moyeu de roue.	W_{run}	m/s
2.2.24	vitesse caractéristique dans la roue Pelton	vitesse de l'eau au niveau d'une roue Pelton $W_{run} = 0,5 \times \sqrt{2 \times E}$	W_{run}	m/s
2.2.25	débit (volumétrique)	volume d'eau s'écoulant par unité de temps dans toute section du circuit	Q	m ³ /s
2.2.26	ouverture du distributeur	plus courte distance moyenne entre deux directrices contiguës (à une section spécifiée si nécessaire) Note 1 à l'article: Pour plus d'informations, voir la CEI 60193.	A	m
2.2.27	nombre de directrices	nombre total de directrices dans une turbine	z_0	
2.2.28	hauteur du distributeur	hauteur du distributeur au niveau des aubes directrices dans une turbine	B_0	m
2.2.29	vitesse de rotation	nombre de rotations de la machine par unité de temps	n	1/s
2.2.30	vitesse spécifique	vitesse spécifique communément utilisée pour caractériser une machine hydraulique $n_s = \frac{60 \times n \times \sqrt{P}}{H^{5/4}}$ P et H correspondent au point de fonctionnement nominal et sont exprimés en kW et m respectivement	n_s	
2.2.31	puissance	puissance de la turbine au point de fonctionnement nominal	P	kW
2.2.32	profondeur d'abrasion évaluée pour la turbine cible	profondeur estimée de métal érodé au niveau d'une composante de la turbine cible du fait de l'abrasion par les particules Note 1 à l'article: À utiliser pour la modélisation par analogie.	$S_{cible, \text{ réel }}$	mm
2.2.33	profondeur d'abrasion observée sur la turbine de référence	profondeur de l'usure au niveau d'une composante de la turbine de référence du fait de l'abrasion par particules Note 1 à l'article: À utiliser pour la modélisation par analogie.	$S_{ref, \text{ réel }}$	mm
2.2.34	nombre d'injecteurs	nombre d'injecteurs d'une turbine Pelton	z_0	
2.2.35	largeur d'auget	largeur d'auget d'une roue de turbine Pelton	B_2	mm
2.2.36	nombre	nombre d'augets d'une roue de turbine Pelton	z_2	

Para- graphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
	d'augets			
2.2.37	temps entre révisions de la turbine cible	temps entre révisions de la turbine cible Note 1 à l'article: À utiliser pour la modélisation par analogie.	TBO_{cible}	h
2.2.38	temps entre révisions de la turbine de référence	temps entre révisions de la turbine de référence Note 1 à l'article: À utiliser pour la modélisation par analogie.	TBO_{ref}	h
2.2.39	dimension de référence de la turbine	dimension de référence pour le calcul des effets de l'érosion dépendant de la courbure Note 1 à l'article: Il s'agit du diamètre de référence D pour les turbines Francis (voir 2.2.4). Note 2 à l'article: Il s'agit de la largeur d'auget interne B pour les turbines Pelton. Note 3 à l'article: Pour plus d'informations concernant la largeur d'auget B , voir la CEI 60609-2.	RS	m
2.2.40	exposant de taille	exposant du terme RS décrivant les effets de l'érosion liés à la taille de la machine	p	
2.2.41	exposant	valeur numérique de 0,4- p permettant de compenser le coefficient K_f au niveau des unités	α	

3 Taux d'abrasion

3.1 Modélisation théorique

On considère la formule suivante pour montrer comment différents aspects critiques influent sur le taux d'abrasion par particules dans la turbine:

$dS/dt = f(\text{vitesse des particules, concentration en particules, propriétés physiques des particules, type d'écoulement, propriétés des matériaux constitutifs de la turbine, autres facteurs})$

Plusieurs simplifications sont toutefois introduites en raison du caractère peu pratique de cette formule. La première simplification consiste à considérer les différentes variables comme des variables indépendantes sous la forme suivante:

$dS/dt = f(\text{vitesse des particules}) \times f(\text{concentration en particules}) \times f(\text{propriétés physiques des particules en regard des propriétés des matériaux constitutifs de la turbine}) \times f(\text{propriétés physiques des particules}) \times f(\text{type d'écoulement}) \times f(\text{propriétés des matériaux constitutifs de la turbine}) \times f(\text{autres facteurs})$

Cette simplification n'a pas été démontrée. En fait, il existe de nombreux exemples de mise en défaut de la validité de cette simplification. Toutefois, sur la base d'études documentaires et de l'expérience acquise, cette simplification est considérée comme raisonnable pour les machines hydrauliques.

La simplification suivante consiste à attribuer des valeurs à ces fonctions. Dans ces équations les valeurs numériques des paramètres, sans unités, doivent être utilisées. Les unités qu'il convient d'utiliser pour établir ces valeurs sont données ci-dessous:

- $f(\text{vitesse des particules}) = (\text{vitesse des particules})^n$. Dans la documentation existante, l'abrasion est souvent considérée comme proportionnelle à la vitesse des particules élevée à un exposant, n . La plupart des ouvrages de référence donnent des valeurs

de n comprises entre 2 et 4. Ce guide propose d'utiliser une valeur $n = 3,4$: la vitesse étant exprimé en m/s;

- $f(\text{concentration en particules}) = \text{concentration en particules évaluée en kg/m}^3$;
- $f(\text{propriétés physiques des particules, propriétés matérielles de la turbine}) = K_{\text{dureté}} = \text{fonction du degré de dureté des particules par rapport au matériau superficiel. Il est actuellement recommandé d'utiliser } K_{\text{dureté}} = \text{fraction de particules dont la dureté est supérieure à celle du matériau superficiel à la surface};$
- $f(\text{circuit d'écoulement}) = K_f / RS^p$ ($K_f = \text{constant pour chaque composante de turbine, } RS = \text{dimension de référence de la turbine en m, } p = \text{exposant pour chaque composante de turbine}$). K_f prend en compte l'angle d'impact et la turbulence de l'écoulement. RS^p prend en compte le rayon de courbure de la composante considérée;
- $f(\text{propriétés physiques des particules}) = f(\text{granulométrie, morphologie des particules, dureté des particules}) = f(\text{granulométrie}) \times f(\text{morphologie des particules}) = K_{\text{taille}} \times K_{\text{forme}}$. Noter que cette simplification suppose que la dureté des particules n'exerce aucune influence pour cette fonction. La dureté des particules est prise en compte dans le facteur $K_{\text{dureté}}$;
- $K_{\text{taille}} = \text{diamètre médian des particules en mm};$
- $K_{\text{forme}} = f(\text{caractère anguleux des particules})$. On estime que K_{forme} augmente avec le degré d'irrégularité des particules. Il n'existe actuellement aucune donnée spécifique, plusieurs références bibliographiques indiquant toutefois que K_{forme} varie de 1 à 2, d'une forme arrondie à une forme anguleuse;
- $f(\text{propriétés matérielles de la turbine}) = K_m$. Ce guide considère que $K_m = 1$ pour l'acier inoxydable martensitique avec 13 % de Cr et 4 % de Ni et $K_m = 2$ pour l'acier au carbone. Pour les composantes revêtues K_m soit inférieur à 1;
- $f(\text{autres facteurs}) = 1$.

La encore, ces fonctions sont des calculs approchés qui permettent d'obtenir des résultats utiles pour les machines hydrauliques. On dispose alors de la formule suivante

$$dS/dt = (\text{vitesse des particules})^{3,4} \times C \times K_{\text{dureté}} \times K_{\text{taille}} \times K_{\text{forme}} \times K_f / RS^p \times K_m$$

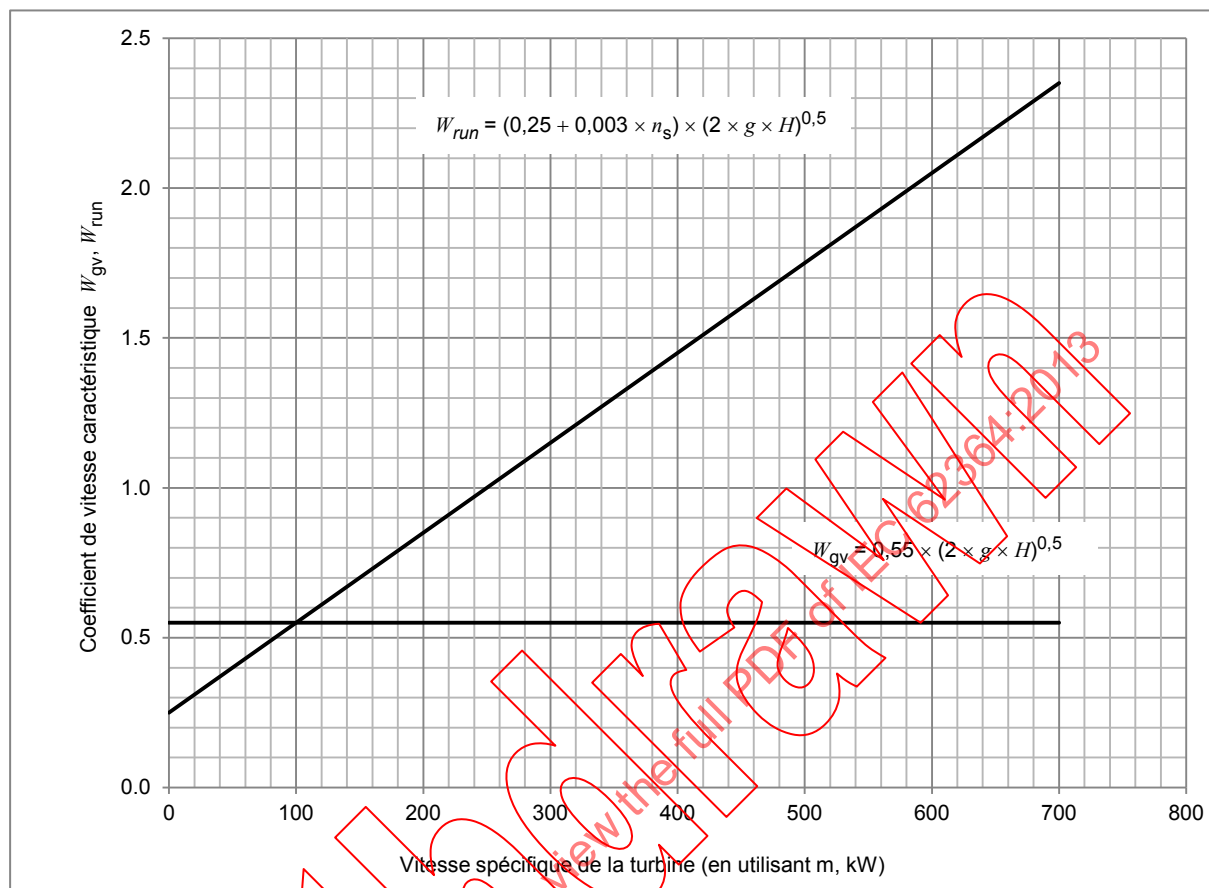
La dernière étape consiste à intégrer cette formule en fonction du temps. Lors de cette intégration, on a trois types de variables différentes selon leurs évolutions dans le temps:

- 1) vitesse des particules et K_f : ces variables varient avec l'écoulement de l'eau sur chaque composante, écoulement qui à son tour peut varier avec la chute nette et le débit;
- 2) C , $K_{\text{dureté}}$, K_{taille} et K_{forme} : ces variables varient avec les propriétés des particules. Ces variables, intégrées en fonction du temps, deviennent la charge en particules PL (voir 2.2.8 pour une définition de PL et l'Annexe C pour un exemple de calcul);
- 3) RS , p et K_m : ces variables sont constantes dans le temps.

La variable PL (voir 2.2.8) permet d'obtenir une estimation simple et raisonnablement précise de l'intégrale dans le temps. PL intègre C , $K_{\text{dureté}}$, K_{taille} et K_{forme} en fonction du temps. Lorsque l'on utilise PL , la vitesse des particules et K_f peuvent être considérées comme quasi constantes pour une variation limitée de la chute nette et du débit (voir 3.2). Dans la mesure où ces variables sont considérées comme constantes, K_f et p ont été utilisées comme des facteurs d'étalonnage pour obtenir un bon accord entre les données d'essai réelles et le modèle. La vitesse caractéristique, W , définie en 2.2.20 à 2.2.24, peut remplacer la vitesse des particules.

W peut être calculée pour une turbine spécifique sur la base des données et dimensions principales. L'effet de la vitesse sur l'abrasion étant proportionnel à la vitesse élevée à une puissance de 3,4, son estimation précise est par conséquent très importante. Pour les nouvelles turbines en phase de conception et au moment de l'appel d'offres, il convient que le

constructeur de la turbine fournisse la valeur W pour les différentes composantes. Lorsque cela n'est pas possible, W peut être estimée en utilisant le diagramme de la Figure 1.



NOTE Les valeurs de n_s et de H données dans cette figure se réfèrent au point de fonctionnement nominal alors que les vitesses caractéristiques sont celles utilisées en 3.2.

Figure 1 – Estimation des vitesses caractéristiques dans les directrices, W_{gv} , et dans la roue, W_{run} , en fonction de la vitesse spécifique de la turbine

Ce faisant la formule d'intégration dans le temps définitive devient:

$$S = W^{3,4} \times PL \times K_m \times K_f / RSP$$

S est la valeur numérique de la profondeur d'abrasion exprimée en mm.

3.2 Introduction de la variable PL

Ce code introduit la variable PL , variable qui n'a été guère utilisée auparavant. Une méthode classique pour faire l'intégration de l'abrasion en fonction du temps a consisté à évaluer la masse totale des particules qui traversent la turbine. Toutefois, cette approche n'a habituellement pas tenu compte des effets de variation du débit ou de la chute nette dans la turbine et peut par conséquent aboutir à des conclusions erronées.

L'exemple suivant illustre cette situation. Un injecteur Pelton (voir Figure 2) fonctionne pendant une journée. Supposons que la chute nette est de 800 m et que la concentration de particules abrasives est de $0,1 \text{ kg/m}^3$.

Cas 1: A une ouverture maximale (voir Figure 2 moitié supérieure), l'eau contenant les particules s'écoule sur la bague du siège à une vitesse de $(2 \times g \times H)^{0,5} = 125 \text{ m/s}$. En une

journée, la quantité de particules qui traversent l'injecteur est de:
 $2 \text{ m}^3/\text{s} \times 3\,600 \text{ s/h} \times 24 \text{ h/jour} \times 0,1 \text{ kg/m}^3 \times 1 \text{ jour} = 17 \text{ tonnes}$.

Cas 2: A une ouverture de 10 % (voir Figure 2 moitié inférieure), l'eau contenant les particules s'écoule sur la bague du siège à la même vitesse que dans le cas 1 (125 m/s). En une journée, la quantité de particules qui traversent l'injecteur est de:
 $0,2 \times 3\,600 \times 24 \times 0,1 \times 1 = 1,7 \text{ tonnes}$.

Dans les deux cas, la bague de siège a été soumise à abrasion avec la même concentration en particules, la même vitesse d'écoulement de l'eau et la même durée. Par conséquent, le dommage prévisible par abrasion est identique. La variable PL donne la même valeur dans les deux cas alors que la masse totale des particules ayant traversé la turbine soit 10 fois plus importante dans le cas 1 que dans le cas 2. Ce faisant, la corrélation entre PL et le dommage par abrasion est supposée être meilleure que si l'on utilise la masse totale des particules ayant traversé la bague du siège.

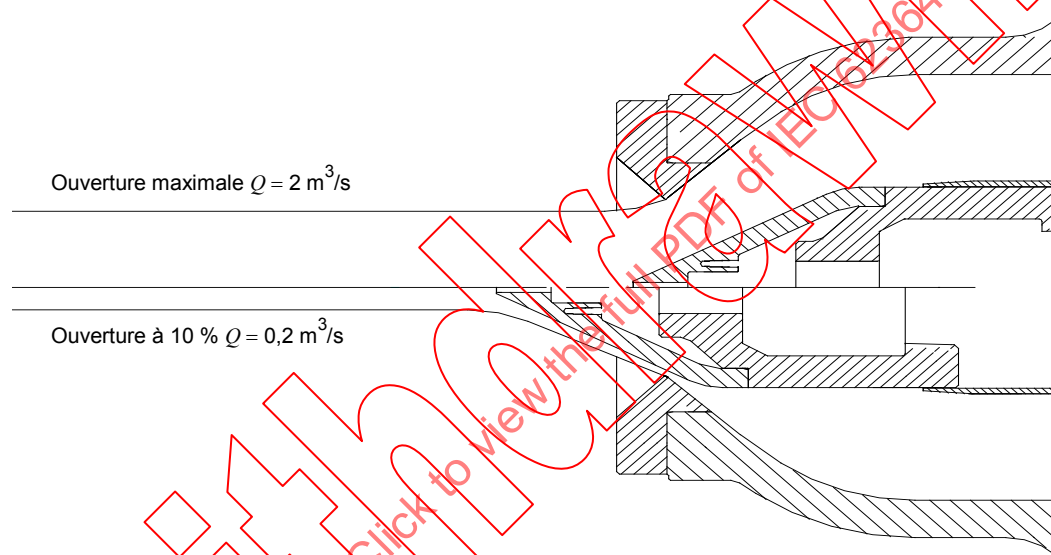


Figure 2 – Exemple d'écoulement dans un injecteur Pelton à différentes ouvertures

Le même type de raisonnement peut également être appliqué à d'autres composantes soumises à l'abrasion. Un résumé condensé de ce type d'analyse est donné ci-dessous.

- Tête de pointeau de turbine Pelton

Une corrélation quasi parfaite entre PL et le dommage par abrasion avec une influence mineure du débit ou de la chute nette de la turbine est attendue. Une certaine influence du débit de la turbine dans la mesure où la vitesse de l'eau est moins élevée plus en profondeur dans l'injecteur, où le pointeau est situé à un niveau de débit élevé. Une certaine influence de la chute nette de la turbine dans la mesure où la vitesse de l'eau est proportionnelle à la racine carrée de ladite chute. Il n'est pas tenu compte de cette influence pour des raisons de simplicité, avec des variations de chute nette et de débit qui sont normales pour des projets de turbine Pelton.

- Roue de turbine Pelton

Une corrélation correcte entre PL et le dommage par abrasion avec une influence mineure de la décharge ou de la chute nette de la turbine est attendue. Une certaine influence du débit de la turbine dans la mesure où le film d'eau est plus épais à des débits plus élevés, un plus grand nombre de particules pouvant par conséquent être comprimées vers la surface extérieure en raison des forces centrifuges. Une certaine influence de la chute nette de la turbine dans la mesure où la vitesse relative de l'eau dans la roue dépend de ladite chute. Il

n'est pas tenu compte de cette influence pour des raisons de simplicité, avec des variations de chute nette et de débit qui sont considérées comme normales pour des projets de turbine Pelton.

- Directrices et couvercles / plaques d'usure des turbines Francis et Kaplan

Une corrélation correcte entre PL et le dommage par abrasion avec une faible influence du débit ou de la chute nette de la turbine est attendue. Cette influence du débit de la turbine est la conséquence du fait que la vitesse locale de l'eau est plus élevée à faible débit et que la différence de pression entre les deux côtés de l'aube directrice varie également avec le débit. Plus particulièrement, lorsque la turbine est à l'arrêt avec une bêche spirale sous pression, la vitesse induite par le débit de fuite au niveau des directrices est élevée. La faible influence de la chute nette de la turbine est liée au fait que la vitesse de l'eau dans les directrices dépend de ladite chute. Pour simplifier ce guide ne prend pas en compte ces influences mineures si les variations de chute nette et de débit sont considérées comme normales pour des projets de turbine Francis et Kaplan.

- Labyrinthes des roues de turbine Francis

Une corrélation quasi parfaite entre PL et le dommage par abrasion avec toutefois une faible influence du débit ou de la chute nette de la turbine est attendue. On prévoit une certaine influence du débit et de la chute nette puisque ces deux paramètres influent sur la pression en amont et en aval du labyrinthe, et donc sur le débit de fuite dans ce dernier. Il n'est pas tenu compte de cette influence pour des raisons de simplicité, pour des variations de chute nette et de débit considérées comme normales pour des projets de turbine Francis.

- Entrée d'aube de turbine Francis

Une corrélation correcte entre PL et le dommage par abrasion avec une influence mineure du débit ou de la chute nette de la turbine est attendue. On prévoit une certaine influence du débit dans la mesure où la vitesse locale de l'eau est plus élevée à faible débit. De plus, la différence de pression entre les deux côtés des directrices variant avec l'ouverture, cela contribue à une fuite plus importante entre les aubes et les flasques. Cette fuite, à son tour, génère des conditions d'écoulement plus défavorables à l'entrée de la roue. Des variations de débit et de chute nette qui s'écartent du point de fonctionnement optimal génèrent également des conditions d'écoulement plus défavorables en entrée roue. Cette influence n'est pas prise en compte dans ce guide aussi longtemps qu'il n'existe pas de cavitation d'entrée-roue, et ce pour des raisons de simplicité, si les variations de chute nette et de débit qui sont considérées comme normales pour des projets de turbine Francis.

- Sortie d'aube de turbine Francis

Une corrélation raisonnable entre PL et le dommage par abrasion avec une faible influence du débit ou de la chute nette de la turbine est attendue. À charge partielle deux phénomènes principaux influent sur l'usure. Le premier phénomène consiste en ce que la vitesse moyenne (définie comme le débit total divisé par la section de passage) diminue avec la diminution du débit. Le second phénomène est le fait que le degré de turbulence augmente et que l'écoulement perd de son uniformité à débit partiel (généralement pour des débits inférieurs à entre 50 % à 80 % du débit maximal). Ces deux phénomènes influent sur l'usure de manière opposée, on considère cependant que l'effet de turbulence est dominant et donc que l'usure augmente à charge partielle. Il n'est toutefois pas tenu compte de cette influence dans ce guide à la fois pour des raisons de simplicité et du fait de l'absence de données quantitatives.

- Pale de turbine Kaplan

Une corrélation quasi parfaite entre PL et le dommage par abrasion avec une faible influence du débit ou de la chute nette de la turbine est attendue. Pour des raisons de simplicité il n'est pas tenu compte de cette faible influence si les variations de chute nette et de débit sont considérées comme normales pour une turbine Kaplan.

- Manteau de roue de turbine Kaplan

Une corrélation correcte entre PL et le dommage par abrasion avec une faible influence du débit ou de la chute nette de la turbine est attendue. Pour des raisons de simplicité il n'est pas tenu compte de cette faible influence si les variations de chute nette et de débit sont considérées comme normales pour une turbine Kaplan.

3.3 Résultats de l'enquête

Un questionnaire a été adressé aux exploitants d'installations implantées dont les sites sont connus pour présenter des problèmes d'abrasion par les particules. Ce questionnaire avait pour objet de recueillir et d'analyser les données existantes concernant les taux d'abrasion par particules pour le plus grand nombre possible de combinaisons de qualité de l'eau, conditions d'exploitation, matériaux et propriétés des composantes.

Ces données ont été analysées, le facteur K_f et l'exposant p ont été déterminés pour chaque composante afin d'obtenir la meilleure correspondance possible entre le niveau d'érosion calculé et celui observé. Le K_f moyen a alors été déterminé pour toutes les observations pour des composantes du même type. Le Tableau 1 ci-dessous montre les valeurs K_f et p obtenues pour diverses composantes, ainsi que le nombre d'observations. Le rapport entre les valeurs mesurées et calculées de la profondeur d'abrasion a été déterminé et l'écart-type a été calculé.

Tableau 1 – Analyse des données collectées à partir du questionnaire

Composante	K_f	Exposant p (pour RS)	Nombre d'observations	Ecart-type %
Directrices des Francis	$1,06 \times 10^{-6}$	0,25	7	42
Plaques d'usure des Francis	$0,86 \times 10^{-6}$	0,25	7	38
Labyrinthe des Francis	$0,38 \times 10^{-6}$	0,75	7	30
Entrée de roue des Francis	$0,90 \times 10^{-6}$	0,25	6	26
Sortie de roue des Francis	$0,54 \times 10^{-6}$	0,75	6	41

Bien que les valeurs d'écart-type du tableau ci-dessus indiquent que la formule donne une précision raisonnable, il convient d'avoir à l'esprit que le nombre d'observations est limité et que des observations supplémentaires peuvent améliorer la formule.

Des données suffisantes n'ont permis d'effectuer une analyse significative que pour les turbines Francis. Pour les turbines Kaplan et Pelton, l'insuffisance de données disponibles ne permet pas d'établir des lignes directrices détaillées.

L'obtention d'observations complètes et non ambiguës à partir de relevés existants est a priori une tâche relativement difficile. On pense que des observations supplémentaires sont envisageables à l'avenir pour étalonner et réviser le modèle d'érosion présenté.

3.4 Modélisation par analogie

Dans le modèle par analogie présenté dans ce guide, les TBO de deux turbines sont comparés. Pour ce faire le TBO d'une turbine (appelée par la suite turbine de référence) ainsi que les différences des paramètres ayant une influence sur l'abrasion par rapport à une autre turbine (appelée par la suite la turbine cible) doivent être connus pour permettre de calculer le TBO de la turbine cible. On doit noter que les mêmes critères de révision doivent être considérés pour ces deux turbines.

Le but du modèle par analogie n'est pas de calculer la profondeur d'érosion (S). Ce faisant, un modèle étalonné d'évaluation de la profondeur n'est pas nécessaire. Les critères relatifs au TBO peuvent être le degré d'endommagement, la perte de rendement ou autres, mais doivent être identiques pour les deux turbines.

Quelques différences de méthode d'élaboration de la formule existent entre le modèle par analogie et le modèle absolu:

- dans la mesure où le modèle par analogie ne calcule pas la profondeur d'érosion des composants individuels, des constantes valables pour la turbine dans son ensemble sont utilisées en lieu et place de différentes constantes propres à chacune des composantes;
- une turbine de plus grandes dimensions peut, a priori, tolérer une profondeur d'érosion plus importante qu'une turbine de petites dimensions, avant de nécessiter une révision. De ce fait, l'exposant relatif à la taille de référence de la turbine, p , est pris égal à 1 pour le modèle par analogie;
- pour les turbines Pelton, on considère que la roue est la composante critique. Outre les facteurs décrits dans le modèle absolu, le terme K_f pour les roues de turbine Pelton est supposé proportionnel au nombre d'injecteurs, à la vitesse, et inversement proportionnel au nombre d'augets;
- pour les turbines Pelton, la taille de référence est prise comme égale à la largeur d'auget, B_2 , en lieu et place du diamètre de la roue.

Le TBO pour la turbine cible est alors évalué comme suit:

$$\frac{TBO_{cible}}{K_{f,cible} \times RS_{cible}^p} / \frac{TBO_{ref}}{K_{f,ref} \times RS_{ref}^p} = \frac{W_{ref}^{3,4}}{W_{cible}^{3,4}} \times \frac{PL_{ref}}{PL_{cible}} \times \frac{K_{m,ref}}{K_{m,cible}} \times \frac{K_{f,ref}}{K_{f,cible}}$$

Les rapports utilisés dans l'équation ci-dessus sont évalués de la manière suivante:

Turbines Pelton: $K_{f,ref} / K_{f,cible} = z_{0,ref} \times n_{ref} \times z_{2,cible} / (z_{0,cible} \times n_{cible} \times z_{2,ref})$

Turbines Francis et Kaplan: $K_{f,ref} / K_{f,cible} = 1$

Exposant de taille: $p = 1$

La précision du modèle par analogie est susceptible de se réduire si les différences entre les turbines de référence et cible deviennent importantes.

La sensibilité de la valeur TBO calculée aux variations des données d'entrée peut également être étudiée à l'aide de cette même formule.

4 Conception

4.1 Généralités

Les lignes directrices ci-dessous expliquent certaines méthodes recommandées pour réduire au minimum l'abrasion par les particules et ses conséquences, et ce, en apportant des modifications à la conception utilisée lorsque l'eau n'est pas chargée en particules.

Il convient de comprendre que chaque centrale hydraulique est le résultat d'un compromis entre diverses exigences. Même si la conception d'une turbine destinée à résister davantage à l'abrasion par particules est possible, une telle conception est susceptible d'altérer d'autres caractéristiques de cette dernière. Citons quelques exemples:

- des pales / aubes d'épaisseur plus importante peuvent entraîner une diminution du rendement et un risque accru de vibrations par les tourbillons de von Karman;
- un nombre de pales/aubes réduit (afin d'améliorer l'accès aux surfaces des pales/aubes en vue d'un traitement de surface par projection thermique) peut dégrader le comportement en cavitation;
- les revêtements de surface résistant à l'abrasion peuvent conduire à une rugosité accrue de surface susceptible d'altérer le rendement;

- un recouvrement réduit au niveau des aubes/pales peut pénaliser les performances en cavitation ce qui, en conséquence, peut réduire la puissance envisageable dans le cas d'une réhabilitation de la turbine;
- les caractéristiques de conception en vue d'améliorer la résistance à l'abrasion conduisent souvent à augmenter le coût total de la centrale.

Il convient de considérer et de choisir la combinaison optimale des caractéristiques de conception portant sur la résistance à l'abrasion sur la base des conditions spécifiques à chaque site.

4.2 Système d'adduction hydraulique

Un point important à prendre en compte pour le système d'adduction hydraulique consiste à éliminer le plus grand nombre de particules possible avant que celles-ci ne pénètrent dans les zones à grande vitesse des machines. Des réservoirs de grande taille peuvent être très utiles à cet effet. En l'absence de tels réservoirs, il est possible d'installer des chambres appelées chambres de dessablage (ou dessableurs). Il apparaît que la taille minimale des particules que ces dessableurs peuvent éliminer, se situe entre 0,1 mm et 0,3 mm, avant que le coût et la dimension des structures ne deviennent trop importants. La conception détaillée de ces dessableurs ne relève pas du domaine d'application de ce guide.

Il est également important que les conditions transitoires auxquelles la centrale peut être confrontée ne perturbent pas les zones où du sable se dépose (naturellement ou dans les pièges du dessableur), afin d'éviter que ce dernier ne soit entraîné dans la turbine. Il convient donc que la conception des pièges à sable du dessableur prenne également en considération les conditions transitoires potentielles.

Des quantités même peu importantes de grosses particules, telles que des pierres, peuvent provoquer des dommages importants; ces particules peuvent ne pas être en mesure de traverser la turbine avant d'être réduites en particules plus petites. Ce phénomène est provoqué par la force centrifuge affectant les particules, force qui est induite par l'écoulement de l'eau entre roue et distributeur. Il est par conséquent important que les tunnels et conduites forcées soient propres et en bon état lors de la mise en service de la turbine et après tout entretien.

Le système d'adduction proprement dit ne fait généralement pas l'objet de dommage par abrasion important car la vitesse de l'eau y est généralement faible. Une peinture de revêtement normale est habituellement suffisante pour protéger ce système.

4.3 Vanne

4.3.1 Généralités

Lorsque l'on anticipe une érosion par particules abrasives, toutes les perturbations à caractère mécanique de l'écoulement induisent en général une abrasion importante. Il convient donc de préférer une vanne sphérique à une vanne papillon car le disque d'étanchéité de cette dernière est exposé de manière continue à l'écoulement abrasif.

Il convient, comme règle générale de conception, que la surface exposée à l'eau abrasive soit la plus petite possible. Il convient également d'éviter les discontinuités et les transitions ou changements brutaux de direction de l'écoulement.

Le boîtier autour du joint de l'obturateur ou du disque doit être lisse, sans arêtes vives et ne pas induire de changements importants dans la direction de l'écoulement.

Dans le cas où plusieurs turbines se partagent une conduite forcée unique et où une vanne sphérique ou une vanne biplan papillon est utilisée comme vanne de garde, il est préférable d'installer un joint de maintenance en plus du joint de service. Ce dispositif permet de

procéder à l'entretien du joint du côté basse pression en gardant les autres turbines en fonctionnement.

La vanne fourreau est un type de vanne particulier, des considérations similaires à celles présentées ci-dessus s'appliquent également à ces dernières.

4.3.2 Choix de matériaux et de revêtements résistant à l'abrasion

Le choix des matériaux et des revêtements résistant à l'abrasion potentielle pour les composantes soumises à une usure abrasive est un facteur important. Voir également l'Article 5.

Il est préférable de choisir de l'acier inoxydable dans la mesure où une corrosion associée à une abrasion active accroît le taux d'usure. Des matériaux en acier inoxydable soudable sont préférables. Sur la base de la dureté la plus élevée, l'acier martensitique est supérieur par rapport à l'acier austénitique. Toutefois, soudabilité et résistance à l'érosion abrasive étant souvent contradictoires il convient de rechercher l'optimum dans chaque cas.

La possibilité de réaliser un soudage sur site constitue un avantage pour une réparation future.

A défaut de revêtements résistant à l'abrasion, il est recommandé de concevoir des composantes mécaniques pour lesquelles ce type de revêtement pourra être facilement appliqué lors d'une phase ultérieure.

Il convient que l'ensemble de la surface d'étanchéité soit en acier inoxydable et, si cette surface est soumise à une usure abrasive, il convient de lui appliquer un revêtement.

4.3.3 Revêtements intérieurs en acier inoxydable

Des revêtements, en acier inoxydable, déposés par soudage et d'une épaisseur suffisante peuvent être utilisés en lieu et place de composantes en acier inoxydable massif si la surface soumise à l'abrasion n'est pas trop importante.

4.3.4 Protection (par obstruction) de l'espace entre le boîtier et le tourillon

La surface entre le tourillon et le boîtier est particulièrement sensible à l'usure abrasive. Étant donné que la transition entre le tourillon et la lentille d'étanchéité des vannes de garde est une des zones soumises aux contraintes les plus élevées, elle doit faire l'objet d'une protection toute particulière. Des tourillons massifs ou protégés par un revêtement en acier inoxydable soudé sont recommandés. Un joint pré-labyrinthe permet de protéger ces transitions contre une attaque directe des particules abrasives (voir Figure 3).

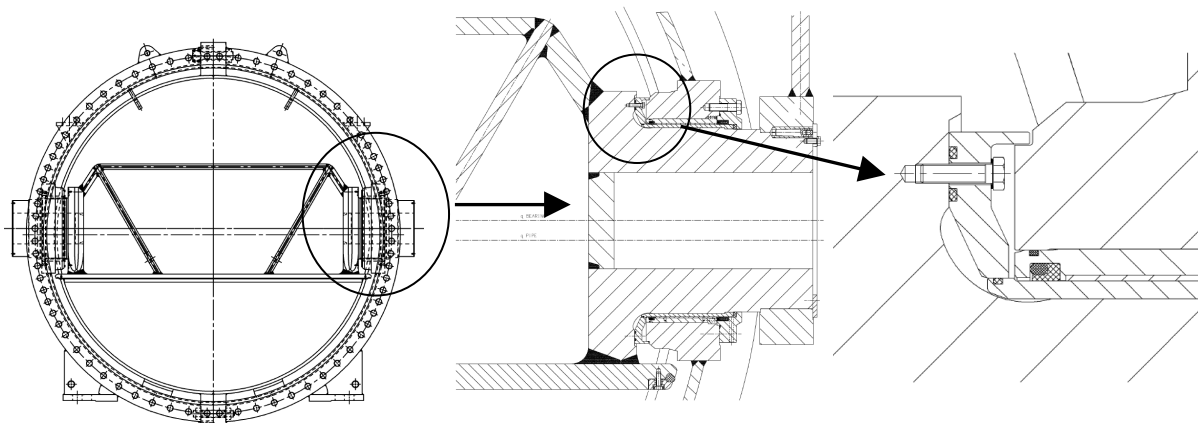


Figure 3 – Exemple de protection de la zone de transition

4.3.5 Butées extérieures à la vanne

Dans des conditions abrasives, il est recommandé que les butées, qui limitent l'angle de rotation de l'obturateur soient placées à l'extérieur au niveau du servomoteur ou contiguë au levier.

4.3.6 Capacité appropriée de l'organe de manœuvre des vannes de garde

L'ouverture ou la fermeture des vannes de garde s'effectue habituellement avec une pression quasi équilibrée, établie à l'aide d'une dérivation ou de bagues d'étanchéité mobiles.

En cas d'abrasion excessive des directrices, la pression différentielle de fermeture ou d'ouverture de la vanne de garde peut devenir plus importante que celle admise pour une conception classique. Il est par conséquent recommandé que cette conception prenne en considération une pression différentielle de fermeture ou d'ouverture plus élevée. Si la vanne d'admission a été conçue comme une vanne d'arrêt d'urgence, elle peut être déjà en mesure de s'ouvrir sous une différence de pression supérieure.

Se reporter également au 5.2.2 pour un exemple d'évolution de la mise sous pression de la bêche spirale suite à l'usure abrasive au niveau des directrices.

4.3.7 Augmentation de la taille de la dérivation pour prendre en compte un débit de fuite plus élevé au niveau des directrices

Comme déjà mentionné en 4.3.6, une abrasion excessive au niveau des directrices contribue à une augmentation du débit de fuite à un niveau tel que le débit d'eau d'équilibrage qui passe dans la dérivation de la vanne d'admission ne permet pas d'équilibrer la pression entre la conduite forcée et la bêche spirale.

Il est par conséquent recommandé d'augmenter la taille du système de dérivation.

4.3.8 Conception du système de dérivation

Il est recommandé d'utiliser un système de dérivation externe et non interne.

4.4 Turbine

4.4.1 Généralités

Ces recommandations ne comportent pas de détails concernant les profils hydrauliques. Il convient que les spécialistes en conception hydraulique les déterminent pour chaque site.

4.4.2 Conception hydraulique

4.4.2.1 Choix du type de machine

Il est préférable de choisir un type de machine présentant une vitesse d'écoulement peu élevée, dont l'entretien peut être effectué facilement et pour lequel il est facile d'appliquer des revêtements résistants à l'abrasion. Exemples de recommandations générales:

- le choix entre une turbine Kaplan à axe vertical et une turbine bulbe doit tenir compte du fait que la turbine Kaplan fonctionne normalement à des vitesses inférieures (voir Figure 1). Les possibilités d'entretien et la facilité de poser un revêtement sont sensiblement équivalentes pour ces deux types de turbines;
- le choix entre une turbine Kaplan et une turbine Francis doit prendre en compte le fait que la turbine Francis fonctionne normalement avec une vitesse inférieure. Mais par ailleurs, il est plus facile d'accéder à la roue de turbine Kaplan afin d'y appliquer des revêtements résistants à l'abrasion. Les possibilités d'entretien sont sensiblement équivalentes pour ces deux turbines;

- le choix entre une turbine Francis et une turbine Pelton doit prendre en compte le fait que la turbine Francis fonctionne normalement avec une vitesse maximale inférieure. Toutefois, les pièces d'une turbine Pelton soumises à une vitesse maximale (c'est-à-dire les pointes de fourreau et les bagues de siège) sont de petites dimensions et leur accès est aisé pour y appliquer des revêtements résistant à l'abrasion. La maintenance de la turbine Pelton est également plus facile.

4.4.2.2 Vitesse spécifique

Pour une même installation, les machines de plus faible vitesse spécifique sont normalement de plus grandes dimensions, les vitesses d'écoulement étant inférieures au niveau de la sortie roue. Cependant, les vitesses d'écoulement ne sont pas inférieures dans les directrices et au niveau de l'entrée de la roue. Le dommage par abrasion des turbines Kaplan, bulbes et Francis sous des chutes nettes peu élevées se rencontre principalement au niveau de la roue, d'où l'importance de la vitesse spécifique. Le dommage par abrasion pour les turbines Francis de haute chute se rencontre principalement au niveau des directrices, d'où une importance moindre de la vitesse spécifique.

Dans le cas des turbines Pelton, la vitesse d'écoulement ne dépend pas de la vitesse spécifique. Toutefois, un nombre réduit de jets constitue un avantage pour une turbine Pelton dans la mesure où les augets étant de plus grande dimension, l'accélération de l'eau y est réduite, ce qui provoque un dommage par abrasion moindre. Un nombre de jets réduit entraîne automatiquement une vitesse spécifique également réduite.

4.4.2.3 Vitesse variable

Les machines à vitesse variable, bien que peu courantes, sont moins sujettes à la cavitation, y compris si la gamme de chutes nettes est importante. En raison de cette caractéristique, la machine à vitesse variable est probablement plus résistante à l'abrasion par les particules.

4.4.2.4 Enfouissement de la turbine

La cavitation et l'abrasion se renforcent mutuellement. Il est donc recommandé que l'enfouissement de la turbine soit plus important pour les installations susceptibles d'être soumises à de l'abrasion par les particules.

4.4.2.5 Aubes en encorbellement

Il est parfois nécessaire, lors de la réhabilitation d'une roue de turbine Francis, d'augmenter la puissance de la turbine de manière significative. Une méthode permettant d'y parvenir consiste à étendre la ceinture de roue à l'intérieur du cône d'aspirateur, de manière à augmenter la surface des aubes pour améliorer le comportement en cavitation, voir Figure 4. Ceci génère toutefois des turbulences supplémentaires à l'entrée du cône d'aspirateur, turbulences qui augmenteront la quantité de métal érodé en présence de particules. Un effet secondaire d'aubes en encorbellement consiste à générer une zone de plus basse pression à l'aval du labyrinthe inférieur en ceinture, en conséquence le débit de fuite est plus important et l'abrasion par les particules sera plus forte au niveau de ce labyrinthe.

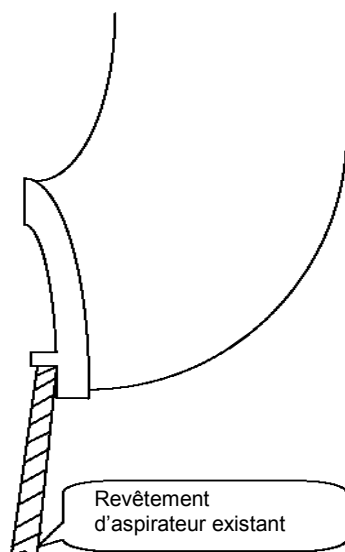


Figure 4 – Aubes en encorbellement pour un projet de réhabilitation

4.4.2.6 Pales/aubes et directrices plus épaisses

Une plus grande épaisseur des pales/aubes, notamment au niveau de l'arête de sortie, donne une marge de sécurité supplémentaire avant que la perte de matière au niveau des pales/aubes ne devienne critique pour l'intégrité de structure de la roue. Il convient d'accorder le plus grand soin à la conception des aubes/pales plus épaisses. En effet une aube épaisse peut réduire le rendement de la turbine et accroître le risque d'éventuels problèmes liés aux tourbillons de von Karman. Le risque de cavitation de type "moustaches" (dommage induit par la cavitation au niveau de la ceinture de roue, en aval de l'aube, voir Figure 5) peut également être plus important. Dans ce contexte, on peut faire état de revêtements résistants à l'abrasion permettant de concevoir des profils de moindre épaisseur, avec une augmentation marginale de l'épaisseur à cause du revêtement.



Figure 5 – Exemple de cavitation type " moustaches" en ceinture de roue

Des directrices plus épaisses peuvent également conférer une marge de sécurité supplémentaire concernant l'abrasion, plus particulièrement au niveau de la jonction directrice – tourillon, bien que les zones critiques au niveau des directrices soient généralement localisées aux extrémités de ces dernières, aux flasques inférieurs ou supérieurs et aux plaques d'usure.

4.4.2.7 Encorbellement des directrices

En cas d'encorbellement des directrices, la zone située à l'aval et sous la directrice est soumise à une forte turbulence et à une recirculation intense. L'abrasion par les particules peut donc être importante dans ces zones. La forte turbulence peut également avoir une influence sur l'entrée de la roue au niveau de la ceinture. Il est recommandé de limiter l'encorbellement au minimum.

4.4.3 Conception mécanique

4.4.3.1 Généralités

Lorsqu'un phénomène d'abrasion est attendu et que le type de turbine est défini, on peut adapter, non seulement la conception hydraulique, mais aussi la conception mécanique, en adoptant certaines mesures de prévention; mesures qui peuvent réduire le taux d'abrasion et permettre un entretien ou un remplacement aisé des parties soumises à l'abrasion. Ce paragraphe introduit certaines possibilités.

Lorsqu'il est prévu d'appliquer un revêtement spécial, la conception des parties revêtues doit permettre ce type d'application.

Il convient, comme règle générale de conception, de réduire le plus possible la surface exposée à l'eau abrasive. Il convient également d'éviter les discontinuités, les transitions anguleuses ou le changement brusque de direction de l'écoulement.

Les paragraphes suivants sont divisés en mesures permettant de réduire l'abrasion et en mesures autorisant un entretien aisé lors du démontage des composantes soumises à abrasion.

4.4.3.2 Mesures permettant, en présence d'abrasion, de réduire l'usure ou de prolonger la durée de vie

4.4.3.2.1 Joints d'étanchéité des directrices

On distingue trois types différents de dispositifs d'étanchéité: les joints d'extrémité, les surfaces de contact entre la zone de bord d'attaque et le bord de fuite des directrices, et les joints entre le tourillon de la directrice et les deux flasques.

Les extrémités des directrices peuvent comporter des joints d'extrémité. Ce type de dispositif est efficace dans tous les cas de fonctionnement. Un autre type de joint d'extrémité est fixe, il se situe dans les flasques. Ce dispositif n'est efficace que si la directrice est fermée. Ces deux types de joint réduisent le débit de fuite qui s'écoule dans ces jeux de faible dimension, et réduisent donc l'abrasion des matériaux des zones adjacentes. Les joints eux-mêmes sont également soumis à l'abrasion, et, ce faisant, leur durée de vie peut être limitée.

L'utilisation de ces joints d'extrémité pour éviter l'abrasion n'est raisonnable que si leur durée de vie est supérieure au temps entre révisions ou si leur remplacement aisé est possible. Le remplacement est plus facile lorsque les joints sont situés dans les flasques, et non aux extrémités des directrices.

Des étanchéités situées au niveau de points de contact de la directrice permettent de réduire le débit de fuite lorsque le distributeur est fermé. Généralement, le principe qui s'applique aux joints d'extrémité est également valable dans le cas présent. Ce type de joint est efficace lorsque la turbine est à l'arrêt et que la vanne de garde reste ouverte.

La Figure 6 présente un système d'étanchéité composé de joints entre l'axe de la directrice et les flasques. Ces joints réduisent la fuite, que les directrices soient en position ouverte ou fermée. Ils ont par ailleurs un effet positif sur le niveau d'abrasion. Il convient d'utiliser des bagues d'étanchéité en acier inoxydable massif résistant à l'usure ou en acier inoxydable revêtu.

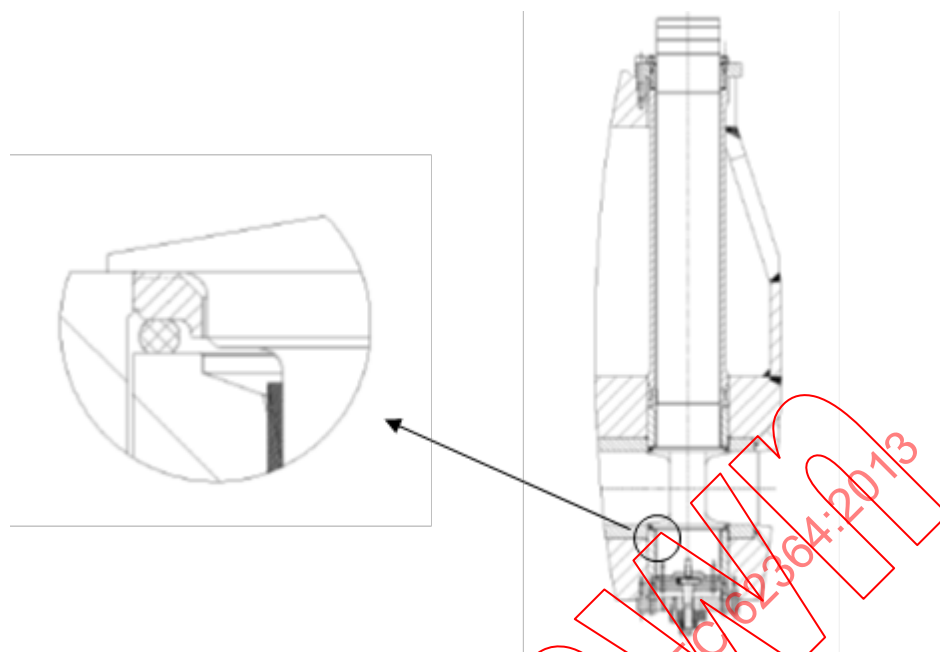


Figure 6 – Conception détaillée des étanchéités du tourillon des directrices

Il convient d'utiliser pour tous les joints des sièges comportant un revêtement en acier inoxydable ou résistant à l'usure.

Une méthode efficace de réduction du débit de fuite, machine à l'arrêt, consiste à soumettre les directrices à une précontrainte en position fermée. De plus, leur bord de fuite peut être fabriqué avec une certaine cambrure pour permettre de ne pas avoir de jeux sous l'action de la pression de l'eau côté amont lorsque les directrices sont en position fermée.

4.4.3.2.2 Emplacement des labyrinthes de roue

Une position appropriée des labyrinthes dans les turbines Francis peut également réduire l'abrasion des labyrinthes. Il convient d'éviter tout captage des particules abrasives à l'amont des labyrinthes, de même que toute augmentation de la concentration.

Dans le cas des turbines de vitesse spécifique moyenne à élevée, les labyrinthes seront de préférence situés directement au niveau de la transition entre les flasques et le plafond ou la ceinture de roue.

Lorsque cette position des labyrinthes déséquilibre la poussée axiale, le phénomène doit être compensé lors de la conception des tuyaux d'équilibrage ou du pivot.

4.4.3.2.3 Protection du béton par un revêtement métallique de plus grande dimension

Dans des conditions normales d'utilisation, en l'absence de particules abrasives, il convient de prévoir un revêtement acier ou autre protection supplémentaire du béton lorsque la vitesse de l'écoulement dépasse 6 m/s à 7 m/s. Si l'eau contient des particules abrasives, il convient d'étendre cette protection afin de préserver le béton contre l'abrasion. Dans ce cas, la limite de vitesse recommandée est comprise entre 4 m/s et 5 m/s.

4.4.3.2.4 Choix des matériaux

Le choix du matériau constitutif des composantes soumises à une usure abrasive constitue un critère important. L'Article 5 donne des exemples de niveaux d'abrasion pour des matériaux différents.

Des matériels en acier inoxydable soudable sont préférables. La possibilité de soudage sur site constitue un avantage lors de réparations futures. Il convient de pouvoir appliquer à posteriori un revêtement rétroactif des matériels.

L'acier inoxydable est préférable en cas de simultanéité de la corrosion et de l'abrasion. Compte tenu de sa dureté plus élevée un acier martensitique est préférable à un acier austénitique.

4.4.3.2.5 Arrosage du joint d'arbre avec de l'eau « propre »

Dans le cas de turbines opérant avec de l'eau chargée en particules, les joints d'arbres doivent être alimentés avec de l'eau propre. Il convient d'éviter que la face de contact ou la face d'appui entre en contact avec les particules abrasives.

Des filtres ou hydro-cyclones appropriés doivent permettre d'épurer l'eau, cette épuration peut parfois se révéler difficile.

Un joint d'arrêt est recommandé pour protéger le joint d'arbre contre la pénétration d'eau contenant des particules abrasives. En l'absence de ce joint d'arrêt et lorsque la pression aval s'exerce au niveau du joint d'arbre, il convient d'alimenter ce dernier avec de l'eau propre, même lors de l'arrêt de la turbine.

Il convient également de pouvoir facilement remplacer le joint d'arbre sans avoir à démonter d'autres pièces.

4.4.3.2.6 Plaques d'usure au niveau des flasques

Des plaques d'usure disposées sur les flasques en regard des directrices permettent de réduire l'usure abrasive de manière efficace. Ces plaques qui sont fixées sur les flasques peuvent être démontées. L'emploi d'acier martensitique ou de plaques revêtues en lieu et place de l'acier austénitique renforce la protection.

Lorsque l'usure par abrasion prévue est élevée et que les plaques d'usure doivent être remplacées souvent, il est recommandé de fixer les plaques d'usure au moyen de boulons implantés côté « sec » des flasques. Ces boulons doivent être étanchéifiés en conséquence.

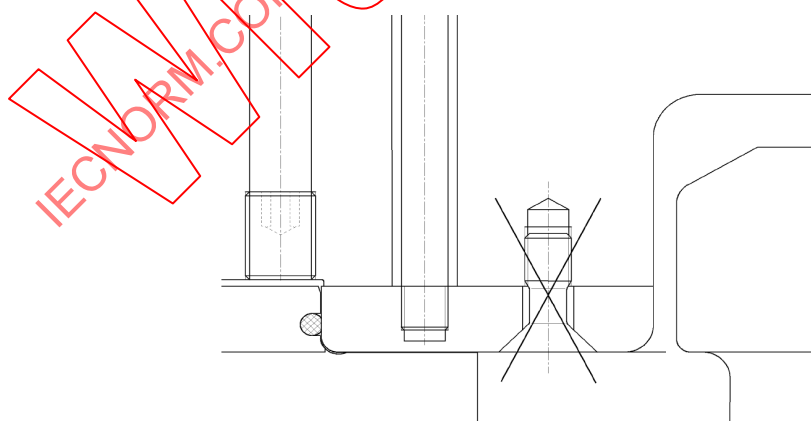


Figure 7 – Exemple de fixation de plaques d'usure côté sec

Classiquement, les plaques d'usure sont fixées aux flasques à l'aide de boulons en acier inoxydable implantés côté eau. Les têtes de boulons doivent être arasées au niveau de la surface des plaques d'usure, il convient en outre d'éviter toute discontinuité de surface. Le remplacement de plaques d'usure avec fixation côté eau est plus long que si cette fixation est faite côté sec, de plus ce montage rend plus compliqué la mise en œuvre d'un revêtement. Se référer à la Figure 7.

Une solution alternative est possible selon le taux d'usure prévu. Un revêtement intérieur en acier inoxydable déposé par soudure peut également être utilisé en lieu et place de plaques d'usure amovibles. Lorsque la taille des directrices permet un accès à ce revêtement intérieur en acier inoxydable, la réparation par soudure peut également s'effectuer sur site.

4.4.3.2.7 Revêtement intérieur en acier inoxydable des manteaux de roue

Il est recommandé que le manteau de roue des turbines Kaplan et bulbes soit en acier inoxydable massif ou protégé, côté eau, par un revêtement épais en acier inoxydable. Ceci permet de prolonger la durée de vie du manteau de roue. La réparation de toute surface usée peut s'effectuer par un nouveau revêtement intérieur en acier inoxydable soudé, le soudage de dalles en acier inoxydable ou l'application d'un revêtement par projection thermique.

4.4.3.2.8 Revêtement intérieur en acier inoxydable dans des zones adjacentes à la ceinture ou au plafond de roue

L'application d'un revêtement intérieur en acier inoxydable ou la pose de plaques de protection de même nature est recommandée dans les zones des turbines Francis situées à l'arrière du plafond ou de la ceinture de roue, et ce notamment dans les zones présentant des discontinuités ou des variations de direction de l'écoulement. La réparation d'un revêtement intérieur en acier inoxydable usé peut s'effectuer par le dépôt d'un nouveau revêtement intérieur en acier inoxydable soudé, le soudage de dalles en acier inoxydable ou l'application d'un revêtement par projection thermique.

4.4.3.2.9 Epaississement des parois

L'épaississement d'une composante constitue une des méthodes d'augmentation du temps entre deux révisions suite à un phénomène d'abrasion. Le renforcement de l'épaisseur de composantes telles que les pales/aubes, fait l'objet du 4.4.2.6.

En ce qui concerne les composantes strictement liées à la tenue mécanique, et qui n'ont pas d'influence sur le rendement de la turbine, l'épaisseur de paroi peut être renforcée dans les zones critiques pour éviter toute défaillance précoce d'une composante sous l'action de l'élévation des contraintes. Les composantes typiquement concernées sont les tourillons des directrices ainsi qu'une épaisseur de paroi renforcée au niveau des raccords des flasques supérieurs et inférieurs, des directrices et des avant-directrices.

Un point important consiste à ce que l'épaisseur de la paroi des tuyaux en acier noyés dans le béton soit suffisante – notamment les tuyaux d'équilibrage (ou de décharge plafond) au niveau du flasque supérieur, si ce type de tuyau est utilisé. Les coudes de ces tuyaux sont plus particulièrement soumis à une abrasion sévère en raison de changements brusques de direction de l'écoulement. Par conséquent, il convient que l'épaisseur de paroi de ces tuyaux soit renforcée, tout comme il convient d'utiliser des coudes avec un plus grand rayon de courbure. La Figure 8 représente des tuyaux d'équilibrage classiques.

Lorsque de tels tuyaux d'équilibrage sont utilisés, il convient également de les concevoir pour une vitesse d'écoulement faible, anticipant ainsi la possibilité d'un débit de fuite plus important. L'équilibrage est bien entendu également possible en pratique à l'aide de trous dans le plafond de la roue en lieu et place de tuyaux d'équilibrage externes.

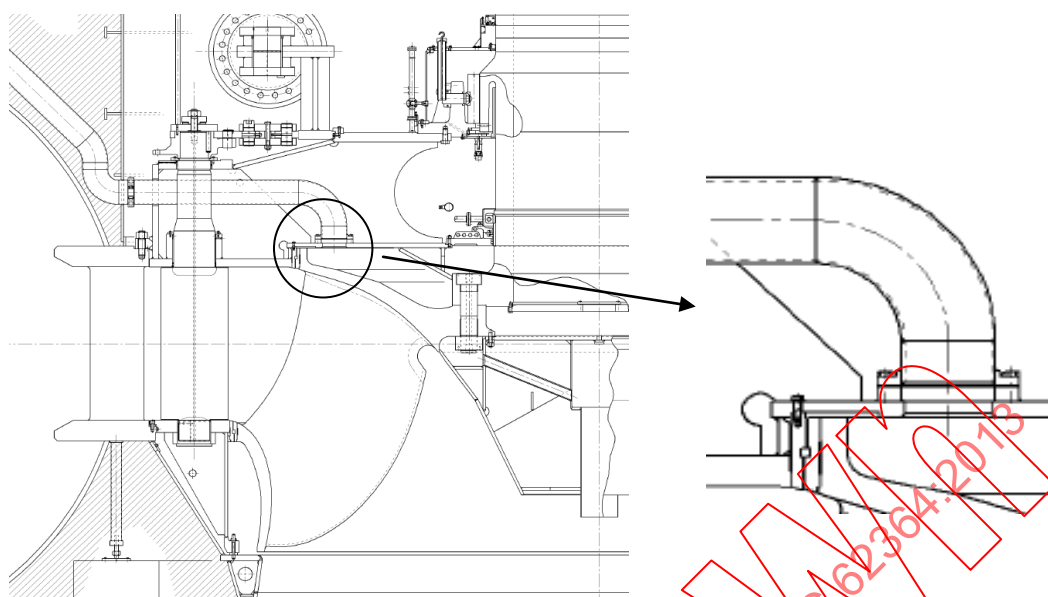


Figure 8 – Tuyaux d'équilibrage avec coudes au niveau du flasque supérieur

4.4.3.2.10 Pivot

Dans les turbines Francis, la poussée axiale peut dépendre du niveau de débit de fuite aux labyrinthes et par conséquent du jeu de ces derniers. En cas d'abrasion par particules, le palier de butée **doit** être conçu de manière à supporter toute charge additionnelle, de sorte que la turbine peut fonctionner avec des labyrinthes présentant un certain degré d'usure.

4.4.3.3 Etudes conceptuelles pour faciliter la maintenance ou le remplacement

4.4.3.3.1 Généralités

Lorsque les composantes sont endommagées par abrasion et doivent être remplacées, il est très important que ces remplacements ou réparations puissent être effectués rapidement et facilement afin de réduire le temps d'arrêt et l'interruption de l'exploitation. Il convient que ceci soit pris en considération dès la phase d'avant-projet de la centrale, et la conception doit le prendre en compte.

4.4.3.3.2 Démontage des composantes

Les principales composantes des turbines Francis qui doivent être remplacées ou démontées pour réparation sont la roue, les directrices et les plaques d'usure. Un démontage par-dessous de la roue et du flasque inférieur permet un démontage rapide sans démontage de la machine électrique, du mécanisme de manœuvre du distributeur et du flasque supérieur.

Si, pour des raisons spécifiques, le démontage depuis la partie inférieure de la turbine n'est pas possible, un "démontage intermédiaire" au niveau du plancher turbine facilite le retrait de la roue sans toucher à la machine électrique. Toutefois le flasque supérieur et le mécanisme de manœuvre du distributeur doivent être démontés.

Afin de faciliter le démontage de la roue, il convient que le montage et le démontage du plateau d'accouplement roue - arbre de la turbine puissent être effectués facilement. Un accouplement par friction est recommandé dans la mesure où aucun usinage simultané de la roue et de l'arbre, ni alésage avec nouvel ajustage des boulons de cisaillement, n'est nécessaire.

4.4.3.3.3 Conception appropriée des revêtements durs

La résistance à l'abrasion des composantes peut être améliorée de manière significative par l'application d'un revêtement résistant approprié. La possibilité de prolonger la durée de vie d'une composante revêtue dépend de plusieurs facteurs, par exemple:

- de la composante et du type de turbine;
- de la chute nette et du débit;
- de la concentration et de la composition des particules;
- des conditions d'écoulement autour de la composante.

Les revêtements résistant à l'abrasion ne sont habituellement pas efficaces contre la cavitation. Le revêtement peut être détruit localement et rapidement suivant l'intensité de la cavitation.

Les principales composantes suivantes, classées selon le type de turbine, peuvent actuellement être envisagées avec revêtement, soit intégralement, soit partiellement, selon l'état actuel de la technique. Il convient que des solutions spécifiques de revêtement soient déterminées au vu de la nécessité d'une protection contre l'abrasion, de l'accessibilité au niveau des composantes et des impératifs économiques.

Turbine Francis, pompe, turbine-pompe:

- Roue
 - labyrinthes
 - si possible l'ensemble du passage hydraulique (en cas d'accès difficile pour l'application du revêtement, les surfaces revêtues peuvent être restreintes à la sortie et à l'entrée des aubes)
 - plafond et ceinture de roue
- Directrices – profil dans son ensemble - bagues d'étanchéité au niveau du tourillon
- Flasque supérieur – labyrinthes fixes, plaques d'usure
- Flasque inférieur – labyrinthes fixes, plaques d'usure

Turbine Pelton:

- Roue – surface interne de l'auget, à l'exception de la section d'attache lorsqu'un examen non destructif (END) est nécessaire
- Tête d'aiguille
- Siège d'injecteur
- Tête d'injecteur (bec)
- Déflecteur (si d'utilisation fréquente)

Turbines Kaplan, hélice et bulbe:

- Moyeu de roue
- Pales
- Manteau de roue

Il convient d'accorder une attention toute particulière à la projection thermique pour les composantes soumises à des dilatations importantes de par leur fonction. Dans le cas d'une bague de siège d'injecteur, pour une chute nette supérieure à 1 000 m, la dilatation de la bague de siège peut provoquer des fissures dans le revêtement et donc la défaillance de la composante.

Il convient que l'épaisseur de la couche de revêtement et la tolérance sur cette épaisseur soient prises en considération pour toutes composantes dont la fonction implique des exigences sévères de tolérances dimensionnelles. Tel est par exemple le cas des labyrinthes, ainsi que de la distance entre plaques d'usure et directrices.

Les contraintes résiduelles exercées sur les couches dures projetées thermiquement peuvent conduire à un écaillage et à des fissures des arêtes vives ou des coins à angles vifs. À titre d'exemple, et dans l'état actuel de la technique, pour les revêtements par projection thermique, il est recommandé que le rayon des arêtes soit au minimum de 0,5 mm, et pour les angles vifs de 1 mm.

4.4.3.3.4 Utilisation exceptionnelle d'acier au carbone comme matériau de base

On recommande généralement d'utiliser de l'acier inoxydable comme support dans la mesure où des dommages peu importants du revêtement génèrent une corrosion et une abrasion moins importantes au niveau du support. Toutefois, l'utilisation d'acier au carbone peut également être envisagée pour des raisons économiques (mais avec un risque accru de corrosion, abrasion et cavitation).

4.4.3.3.5 Accessibilité pour l'application d'un revêtement par projection thermique

Un espace minimal est requis pour la projection dans le cas d'un revêtement à projection thermique. Il convient de tenir compte de cet aspect notamment pour les roues de type Francis dont le diamètre extérieur est inférieur à 4 m; alors un revêtement partiel peut représenter la seule solution possible.

Les doigts de labyrinthes étagés présentent un espace réduit, des solutions spéciales peuvent ainsi être adoptées telles que des labyrinthes concentriques en plusieurs morceaux. Pour les labyrinthes rectilignes, il est recommandé d'utiliser un jeu constant ou d'optimiser la forme de l'étagé, voir Figure 9 ci-dessous.

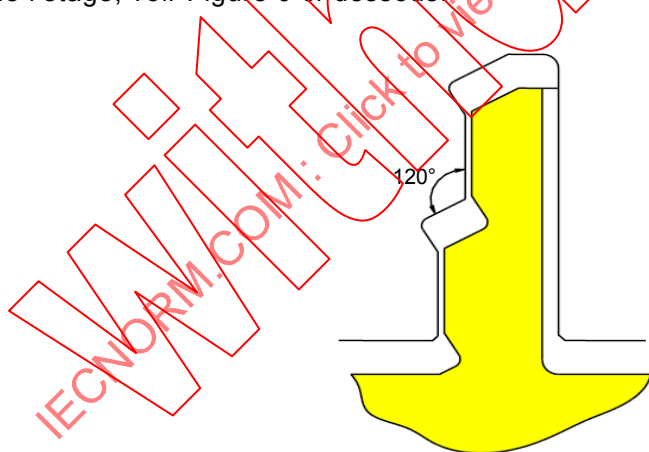


Figure 9 – Labyrinthe à étage de forme optimisée pour application du revêtement dur

4.4.4 Fonctionnement

Il est recommandé de prendre en compte les actions suivantes lors du fonctionnement des turbines.

- Arrêter les turbines pendant des périodes où la concentration en particules est la plus importante. Cette opération peut éviter une usure importante de la turbine avec une perte de production réduite. Cette stratégie peut se révéler utile notamment pour des installations au fil de l'eau où une variation importante de la concentration en particules peut se produire très rapidement. Il est recommandé d'installer un système de pré-alerte amont pour mesurer la concentration en particules manuellement ou automatiquement, et arrêter la turbine avant que cette eau à forte concentration n'atteigne la prise d'eau.

- Lorsque de l'eau à forte concentration en particules se trouve au repos dans la conduite forcée pour une longue période, les particules peuvent se déposer dans le bas de cette dernière. L'ouverture de la vanne de garde peut alors se révéler difficile. Dans ce cas, il peut être possible d'injecter de l'air comprimé et d'ouvrir la vanne d'évacuation de la conduite forcée afin de laver les particules se trouvant à proximité immédiate de la vanne d'admission.
- Réduire au minimum la quantité de débris traversant la turbine. Des corps solides encombrants, par exemple, de gros morceaux de bois, du gravier (d'une dimension supérieure à 2 mm), etc., peuvent endommager les surfaces hydrauliques et les éventuels revêtements durs. Un endommagement des surfaces hydrauliques peut augmenter la turbulence, ce qui, à son tour, renforce le dommage par abrasion. Ceci est particulièrement important pour les turbines Francis et Pelton de haute chute, étant donné que les vitesses de l'eau y sont très élevées et que ces turbines présentent des surfaces hydrauliques lisses afin de maintenir les turbulences à un niveau réduit.
- Ne pas faire fonctionner la turbine lorsque le dommage par abrasion menace la sécurité de fonctionnement. La progression du dommage par abrasion aboutit au fait que la turbine peut éventuellement devenir dangereuse. Cette situation peut, par exemple, avoir pour origine une augmentation du débit d'équilibrage, avec comme conséquence que la poussée axiale dépasse des limites admissibles ou que l'épaisseur de matériau résiduelle de certaines composantes passe en dessous d'une épaisseur acceptable. Il convient d'examiner les composantes critiques de façon périodique, à savoir au moins chaque année, et de comparer les résultats obtenus aux critères d'acceptabilité prédéfinis.
- Pour les turbines Pelton, le meilleur rapport « électricité produite sur usure abrasive » est obtenu à ouverture maximale d'un ou de plusieurs injecteurs. Contrairement aux autres types de turbine, ces turbines, si leur conception mécanique le permet, permettent de réduire l'usure à charge partielle, en fermant complètement certains injecteurs.
- Pour les autres types de turbine, le meilleur rapport « l'électricité produite sur usure abrasive » est obtenu à l'ouverture maximale. Éviter dans toute la mesure du possible un fonctionnement en marche à vide ou à faible charge. Le fonctionnement en marche à vide et le fonctionnement à faible charge sont les conditions de fonctionnement les plus défavorables eu égard à l'abrasion pour la plupart des composantes et types de turbine.
- Fermer la vanne de garde lorsque la turbine est à l'arrêt. Dans le cas d'une turbine à l'arrêt et d'une coupure du débit d'eau par les seules directrices, la fuite d'eau en aval des jeux sous les directrices se produit à une vitesse très élevée, proche de la vitesse d'un jet libre. Ceci génère une usure par abrasion des directrices. La fermeture de la vanne d'admission permet d'éliminer cette abrasion. Cette fermeture est particulièrement importante dans le cas des turbines de haute chute.
- Les revêtements superficiels durs sont très sensibles à la cavitation. Ainsi, dans le cas des machines comportant ce type de revêtement, il convient que toutes les conditions d'exploitation qui génèrent de la cavitation soient évitées.
 - Respecter strictement la plage de fonctionnement recommandée pour la turbine;
 - Turbines Pelton: Vérifier le bon état de la surface intérieure de l'injecteur, y compris celui de l'aiguille et du siège, et s'assurer de leur alignement correct.

Se reporter également au commentaire de l'Article 6 pour ce qui concerne les exigences relatives à la cavitation.

4.4.5 Pièces de rechange et inspections périodiques

- Disposer de pièces de rechange supplémentaires en stock pour les composantes soumises à abrasion. En cas de forte abrasion, un jeu complet de pièces de rechange (par exemple, directrices, flasques et roue) peut être stocké et remplacé à intervalles réguliers. Les pièces démontées peuvent ensuite être réparées sans influencer sur l'indisponibilité.
- Examiner les composantes critiques au moins annuellement et comparer les résultats d'inspection aux critères d'acceptabilité prédéfinis. Tenir des registres appropriés du niveau de dommage par abrasion pour chaque composante. Il est recommandé de mesurer et d'enregistrer l'intensité de la perte de métal maximale, ainsi que de

prendre des photographies de chaque composante soumise à un dommage par abrasion.

4.4.6 Echantillonnage et contrôle continu des particules

Il est important de tenir des registres permanents de la concentration et des propriétés des particules abrasives présentes dans l'eau. Des échantillons d'eau peuvent être prélevés à des intervalles prédéterminés et analysés en laboratoire. De plus, il existe aujourd'hui plusieurs types d'appareils de contrôle permanent de la concentration en particules dans l'eau. Ces appareils peuvent être utilisés dans le cadre de prises de décisions d'exploitation, de manière à éviter de faire fonctionner la machine dans les périodes comportant des concentrations en particules très élevées. Si ces appareils doivent être utilisés à cette fin, il convient que la localisation du mesurage soit choisie avec soin afin de générer une alarme permettant d'interrompre la turbine avant que la concentration en particules élevée n'atteigne la prise d'eau.

Il est important de différencier la concentration en particules au niveau du fleuve ou de la rivière et celle de l'eau qui traverse la turbine. On rencontre ainsi sur de nombreux sites, notamment ceux comportant un réservoir de grande dimension, deux valeurs très différentes entre ces deux concentrations. Cette situation peut, dans certains cas, nécessiter l'installation de deux systèmes d'échantillonnage différents.

Dans le cas où le système de mesurage de la concentration est établi au travers d'échantillons discrets, et non par contrôle permanent, la question de l'intervalle de temps entre deux échantillons se pose. Il convient de rapprocher ces intervalles suffisamment pour avoir accès à toutes les variations importantes de la concentration en particules avec un seuil d'inexactitude minimal. La durée de l'intervalle d'échantillonnage peut être différente dans les périodes de concentration en particules élevée et les périodes de faible concentration. Exemple d'estimation empirique d'un intervalle de temps raisonnable:

$$T_s = 0,01 \times PL_{\text{annuel}} / C_{\text{max}}$$

À titre d'exemple cette formule donne les intervalles d'échantillonnage suivants:

- en période de « forte concentration » en particules:

$$PL_{\text{annuel}} = 2\,352 \text{ kg} \times \text{h/m}^3$$

$$C_{\text{max}} = 26 \text{ kg/m}^3$$

alors:

$$T_s = 0,01 \times 2\,352 / 26 = 1 \text{ h en période de « forte concentration en particules »}$$

- en période de « faible concentration » en particules:

$$PL_{\text{annuel}} = 2\,352 \text{ kg} \times \text{h/m}^3$$

$$C_{\text{max}} = 0,05 \text{ kg/m}^3$$

alors:

$$T_s = 0,01 \times 2\,352 / 0,05 = 470 \text{ h (20 jours) en période de « faible concentration en particules »}$$

Il est recommandé, pour des raisons pratiques, d'utiliser les intervalles d'échantillonnage suivants: une fois par heure, une fois par jour, une fois par semaine, une fois toutes les deux semaines et une fois par mois. Sélectionner l'intervalle immédiatement inférieur à celui calculé.

Pour la détermination de la forme, de la dureté et de la taille, il est recommandé de prélever au moins un échantillon par mois pendant la première année d'exploitation. Lorsque la variation de $K_{\text{dureté}}$, K_{forme} et K_{taille} est inférieure à 10 %, il est possible de doubler l'intervalle d'échantillonnage les années suivantes. Si la variation de $K_{\text{dureté}}$, K_{forme} et K_{taille} est supérieure à 20 %, il convient que l'intervalle d'échantillonnage soit réduit de moitié dès lors que cette variation est décelée.

Il est également recommandé de tenir des registres permanents des paramètres d'exploitation de chaque turbine. Il convient au minimum de consigner les paramètres suivants:

- puissance;
- énergie hydraulique massique (ou hauteur de chute);
- élévation du niveau d'eau aval (TWL);
- angle d'ouverture des directrices ou course du servomoteur;
- angle des pales (le cas échéant);
- nombre d'injecteurs en service (pour les turbines Pelton);
- pression de l'eau au-dessus du plafond de roue (pour les turbines Francis). Cet élément donne une indication de l'usure des labyrinthes.

Il convient de pouvoir rapprocher les enregistrements ci-dessus aux enregistrements de concentration et de propriétés des particules, de sorte qu'il soit possible, par exemple, de connaître la puissance de la turbine au moment où l'eau contenant une concentration en particules élevée a traversé la turbine.

5 Matériaux résistant à l'abrasion

5.1 Recommandations concernant la résistance à l'abrasion relative des matériaux, y compris les revêtements spécifiques résistant à l'abrasion

5.1.1 Généralités

L'Annexe F présente les résultats de plusieurs essais d'abrasion comparatifs effectués sur différents matériaux. Dans la mesure où les résultats des essais d'abrasion dépendent dans une large mesure du dispositif d'essai, chaque essai est présenté comme une comparaison relative de la résistance à l'abrasion, à savoir un "indice de résistance à l'usure". A priori un indice de résistance à l'usure supérieur signifie que le matériau résiste mieux à l'abrasion dans le cadre du même essai que le matériau utilisé comme référence. Noter que les indices de résistance à l'usure ne sont pas comparables entre différents essais.

L'expérience montre que les essais d'abrasion produisent des résultats très différents selon les paramètres de l'essai, tels que la vitesse, l'angle d'impact, la composition, la concentration, la taille des particules, etc. La résistance relative à l'usure des différents matériaux peut également varier pour des conditions d'essai diverses. Par conséquent, l'indice de résistance à l'usure, voire le classement relatif des matériaux, obtenus lors d'essais différents, peuvent varier. Pour cette raison, il est recommandé de choisir une méthode d'essai la plus proche possible des conditions attendues sur prototype. Il convient également de tenir compte de l'expérience acquise lors d'applications réelles en centrales.

Outre l'indice de résistance à l'usure, il convient que plusieurs autres facteurs soient pris en considération lors du choix d'un revêtement dur, tels que:

- la facilité d'application de ce revêtement;
- la facilité de retirer et/ou réparer ce revêtement;
- l'épaisseur effective de la couche de protection. La durée de vie d'un matériau à couche épaisse ayant un indice de résistance à l'usure inférieur peut être supérieure à celle d'un matériau à couche très mince ayant un indice de résistance à l'usure plus élevé.

5.1.2 Discussion et conclusions

La protection des équipements de centrales hydroélectriques par des matériaux ou des revêtements résistant à l'abrasion peut souvent augmenter la durée de vie entre deux révisions majeures.

Actuellement, les matériaux de revêtement résistant à l'abrasion les plus couramment utilisés dans les machines hydrauliques sont le carbure de tungstène déposé par projection thermique intégré à une matrice de chrome-cobalt (WCCoCr) ou divers types de revêtements polymères (parfois appelés "revêtements souples").

Le revêtement à projection thermique, souvent appelé "revêtement dur", peut être mis en œuvre sur la plupart des composantes sujettes à l'abrasion. Les roues de turbine Francis de petites et moyennes dimensions, pour lesquelles ce revêtement ne peut être appliqué sur certaines parties du fait d'un accès réduit, constituent une exception notable. Ce revêtement présente une très bonne résistance à l'abrasion, s'il est appliqué correctement. Il y a lieu de noter que des variations importantes de la résistance à l'abrasion existent entre les différentes versions de mise en œuvre de la projection thermique. Ceci est dû aux variations de la composition de la poudre utilisée, aux contraintes environnementales existantes lors de l'application et aux paramètres de projection.

Certains types de polymères et de nano-revêtements présentent une résistance à l'abrasion meilleure que celle des revêtements durs, des variations importantes entre différents revêtements polymères sont toutefois constatées. Les revêtements polymères sont appliqués principalement sur les surfaces qui ne requièrent pas une grande précision géométrique par rapport aux surfaces adjacentes. Ces revêtements sont ainsi appliqués principalement sur les passages d'eau dans les turbines Francis et Kaplan. La variation d'adhérence des divers revêtements polymères au matériau de base est élevée, cette adhérence doit être suffisante pour que le revêtement ne se décolle pas. Les restrictions géométriques d'accès sont moindres en comparaison de celles observées avec les revêtements durs. La réparation de revêtements polymères est relativement aisée.

Les plaques d'usure ou les soudures de revêtements intérieurs en acier inoxydable peuvent également être considérées comme un revêtement. La protection, par exemple, des flasques supérieurs et inférieurs en acier au carbone par de l'acier inoxydable aux emplacements sensibles est chose courante. L'acier inoxydable résiste mieux à l'abrasion que l'acier au carbone, bien que cette résistance soit loin d'égaler le niveau des revêtements par projection thermique ou des revêtements polymères. Le remplacement de plaques d'usure usées en acier inoxydable est également relativement facile et rapide. La résistance à l'abrasion de l'acier inoxydable martensitique (par exemple, 13 % Cr, 4 % Ni) est généralement meilleure que celle de l'acier inoxydable austénitique (par exemple, 18 % Cr, 8 % Ni). Des électrodes spéciales pour revêtement intérieur par soudure, telles que des alliages Co-Cr-C, permettent de renforcer encore davantage la résistance à l'abrasion.

D'autres types de matériaux pour revêtements différents de ceux mentionnés dans le présent article ont été appliqués aux composantes de turbines hydroélectriques mais leur utilisation est moins courante.

5.2 Recommandations concernant la maintenabilité des matériaux utilisés pour les revêtements résistant à l'abrasion

5.2.1 Définition des termes employés dans ce paragraphe

- 1) *Révision*: Réhabilitation de la pièce complète dans son état initial et au niveau de qualité d'origine, y compris la remise en état du revêtement de protection.
- 2) *Réparation*: Traitement local des pièces au niveau des *surfaces usées* selon le degré suivant:
 - *Réparation A*: Amélioration du profil hydraulique par simple meulage;
 - *Réparation B*: Rétablissement du profil hydraulique par soudage et meulage;
 - *Réparation C*: Nouvelle application du revêtement sur la surface préparée, après une éventuelle réparation de type A ou B.

5.2.2 Temps entre révisions pour les revêtements de protection

Les revêtements de protection qui ont été déposés sur une portion des surfaces sont également soumis à l'usure mais à un taux bien inférieur à celui de l'acier sous-jacent. Après une certaine période d'exploitation, le revêtement sera usé, laissant apparaître l'acier sous-jacent. À partir de cet instant, l'usure se propage plus rapidement sur les surfaces dénudées, entraînant une modification de la géométrie du profil hydraulique. Ce type d'altération n'est pas décelé en fonctionnement à moins de faire une inspection visuelle. Dans les cas graves, on peut observer une perte de puissance qu'il convient de considérer comme une alerte pour réaliser une inspection visuelle. À un degré d'endommagement donné, le propriétaire doit interrompre la production et remplacer les pièces usées par de nouvelles pièces ou des pièces révisées.

Le niveau d'usure auquel une révision s'impose est fondamentalement identique à celui des pièces hydrauliques non protégées, il est indiqué ci-après:

- 1) La révision doit intervenir dès qu'un fonctionnement en toute sécurité n'est plus possible. A titre d'exemples, on interviendra si l'épaisseur de paroi d'une pièce est telle qu'il n'est plus possible d'assurer la tenue mécanique de cette pièce et si des personnes peuvent être blessées ou si la turbine dans son ensemble peut subir un dommage important.
- 2) Sous réserve de la pérennité de la sécurité, l'intervalle optimum d'un point de vue économique entre les révisions/réparations doit être recherché. Le report d'une révision/réparation engendre
 - un risque supplémentaire d'arrêts non programmés et la perte de production associée;
 - un rendement moindre;
 - un coût de révision et un temps accrus pour réaliser la révision du fait de l'usure accélérée du matériau de base.

Il convient de mettre en balance ces éléments en regard du coût de la révision / réparation.

Une planification appropriée des réparations et révisions permet au propriétaire d'éviter les arrêts non programmés et ainsi d'optimiser la production. Il est possible, préalablement à la construction de la centrale, d'estimer le temps optimum entre révisions au moyen du modèle d'usure énoncé au 3.1 et à l'aide des données de l'Article 5, en prenant en compte la valeur annuelle de PL et les principales caractéristiques des équipements de la turbine.

Une estimation plus précise est possible, après une certaine période de fonctionnement de l'installation, en tenant compte de données supplémentaires comme:

- L'expérience acquise, y compris les rapports d'inspection comprenant les photographies des dommages observés pour différentes valeurs de PL .
- La mesure continue de la concentration en particules et du débit pour chaque turbine en fonctionnement. Cela permet d'évaluer la partie de PL effectivement "utilisée", ainsi que d'estimer le temps restant avant la prochaine révision. La mesure continue de la concentration en particules permet également de déclencher une alerte permettant d'arrêter la turbine dans le cas où une concentration prédéfinie est dépassée.
- La mesure de la pression exercée sur le flasque supérieur afin de détecter l'usure au niveau des labyrinthes dans le cas des turbines Francis.
- La différence de pression de part et d'autre de la vanne de tête après ouverture de la dérivation, lors de la mise en marche, constitue une méthode d'évaluation efficace du niveau d'usure des directrices. Lorsque les pertes de charge dans la dérivation sont supérieures aux pertes de charge au niveau des directrices usées, la pression dans la bêche spirale chute de manière importante. Cette chute de pression indique que l'usure des directrices a atteint un certain seuil. Une chute de pression de référence peut être définie comme le seuil au-delà duquel les directrices doivent faire l'objet d'une révision. La Figure 10 présente un exemple de l'évolution dans le temps de

cette différence de pression pour une centrale Francis de haute chute. Cette figure présente la pression dans la bache spirale, vanne de tête et distributeur étant fermés, dérivation ouverte. Les unités 1, 2 et 3 n'étaient pas protégées par un revêtement alors que les directrices et les flasques des unités 4, 5 et 6 avaient été protégés par projection thermique. Il est également possible de mesurer le débit dans la conduite de dérivation pour être plus précis.

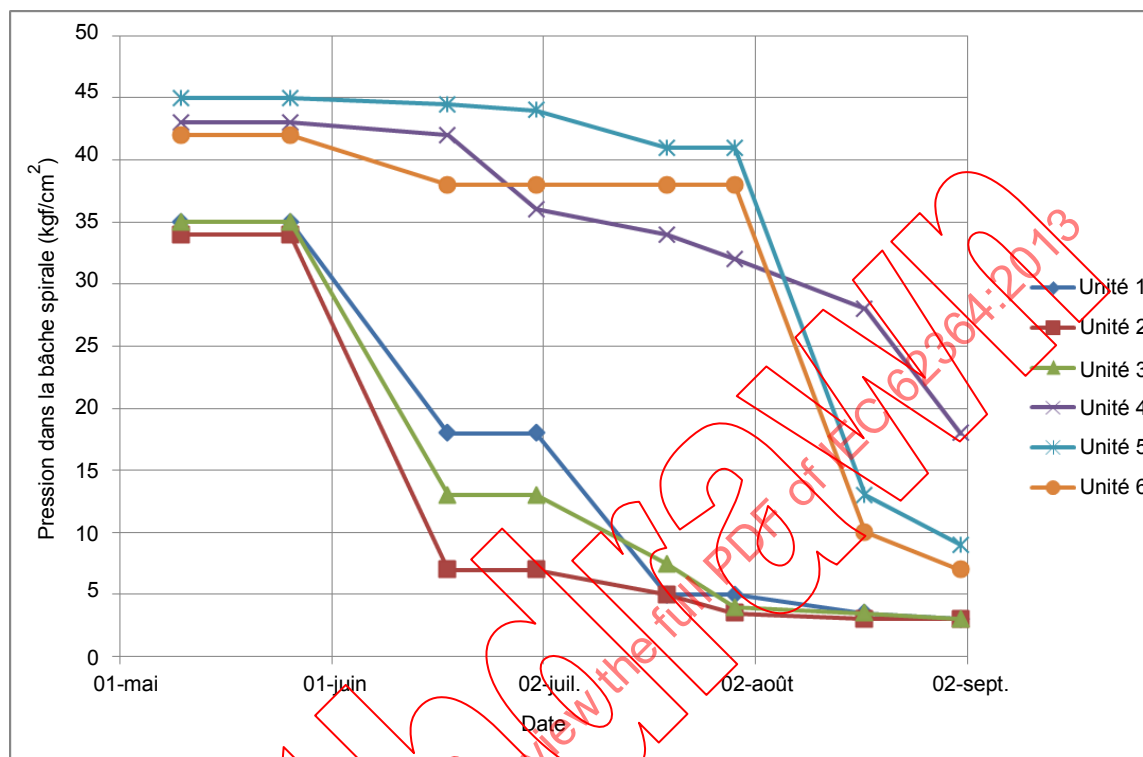


Figure 10 – Évolution dans le temps de la pression dans la bache spirale

5.2.3 Entretien des revêtements de protection

Afin d'obtenir la meilleure qualité, il est recommandé d'effectuer les révisions et les réparations dans un atelier dédié disposant des équipements nécessaires et de l'espace suffisant pour un accès à toutes les pièces concernées et ce dans des conditions de propreté, sécurité et précision avérées.

Au cours de périodes d'arrêt de courte durée, des réparations de types A et B peuvent être envisagées "sur site" afin de prolonger la durée entre deux révisions. Une réparation "sur site" signifie une intervention sur la pièce sans la retirer de la turbine. Toutefois, comme indiqué dans le Tableau 2, une réparation "sur site" de type C n'est pas toujours possible ni recommandée.

Tableau 2 – Présentation succincte de la faisabilité de la réparation de type C

Type de revêtement	Faisabilité	Remarques
Revêtement dur	Possible, mais de mauvaise qualité	Mauvaise résistance d'adhérence sur le revêtement restant. Sécurité insuffisante de l'opérateur lors d'une projection manuelle dans des espaces confinés (par exemple dans une turbine Francis).
Revêtement polymère	Possible	Environnement sain et à degré hygrométrique contrôlé nécessaire pour obtenir une qualité correcte.
Revêtements par dépôt de soudure	Possible pour des emplacements facilement accessibles	Un préchauffage peut être requis. Aucun traitement thermique de relaxation des contraintes n'étant possible pour certains alliages, il existe un risque de fissuration.

Les réparations sur site de types B et C sont particulièrement recommandées pour les roues Pelton afin de réduire les turbulences indésirables au niveau de l'écoulement. Ces turbulences sont provoquées par les variations de forme induites par l'usure par abrasion de l'arête médiane et des échancrures. De plus une gageure additionnelle concerne le revêtement de type HVOF in situ qui peut ne pas être autorisé dans certains pays.

6 Recommandations concernant les éléments à intégrer dans les spécifications

6.1 Généralités

Cet article détaille une approche recommandée que les propriétaires pourraient appliquer en ce qui concerne leurs sites, et dont il convient qu'ils l'appliquent effectivement, afin de s'assurer que leurs spécifications indiquent la nécessité d'accorder une attention toute particulière aux différents aspects que sont le type de machine, la conception hydraulique, la conception mécanique, etc.; et ce sans établir de critères qui ne peuvent être satisfaits dans la mesure où les moyens sont en dehors du champ d'autorité des constructeurs.

La cavitation et l'abrasion peuvent se renforcer mutuellement comme l'explique l'Article 4. Certains revêtements résistants à l'abrasion et utilisés couramment sont plus sensibles au dommage par cavitation que l'acier inoxydable. Il est donc recommandé que des exigences plus strictes concernant la cavitation soient utilisées pour les installations susceptibles d'être soumises à abrasion. Ceci peut par exemple signifier, dans le cas d'une turbine Francis, qu'il convient que l'enfoncement de la turbine et la conception de la roue soient telles qu'une marge existe vis-à-vis de l'apparition de la cavitation dans la plage normale de fonctionnement, et qu'il convient de faire fonctionner la turbine en conséquence. Il convient également de tenir compte de la cavitation d'entrée et du fait que la plage de fonctionnement de la turbine puisse être limitée, ce faisant, pour permettre cette prise en compte.

Il convient de communiquer le principe envisagé pour la révision et la réparation / le remplacement des pièces érodées par les particules. L'Annexe G se propose de définir des critères applicables aux révisions. Il convient d'indiquer la période de l'année et la durée de la période d'entretien admise.

Il convient de spécifier les caractéristiques souhaitées à prendre en compte lors de la conception (voir Article 4).

Il est important de fournir, de manière claire, les données concernant les particules censées traverser la turbine (ces données peuvent être différentes des particules présentes dans l'eau du fleuve ou de la rivière) à différentes périodes de l'année, ainsi que les conditions de fonctionnement correspondantes de la turbine. Ces données doivent permettre de calculer la valeur *PL*. Les Tableaux 3 à 5 constituent un format recommandé. Il convient de choisir les périodes indiquées dans les tableaux de manière à représenter le mieux possible la concentration en particules et le fonctionnement de la turbine. Il convient d'accorder une attention toute particulière aux périodes pendant lesquelles la concentration en particules est élevée.

Il convient dans la spécification d'imposer au fournisseur de communiquer un rapport, établi sur la base des données fournies dans la spécification. Il convient dans ce rapport d'évaluer l'érosion attendue, conformément aux recommandations du présent guide, et d'estimer par ailleurs le *TBO* et la portée de la révision pour un fonctionnement en toute sécurité de la turbine.

6.2 Propriétés des particules traversant la turbine

Il convient que les propriétés des particules devant traverser la turbine dans le temps soient renseignées. Le Tableau 3 propose un formulaire permettant de le faire.

Tableau 3 – Formulaire pour les propriétés des particules traversant la turbine

Période ^a Mois	PL $kg \times h / m^3$	Concen- tration moyenne en particules kg/m^3	Granulo- métrie d/P_{50} mm	Fraction de particules dures Mohs > 5 %	Forme typique des particules dures ^b	Chûte nette en exploita- tion m	Niveau aval en exploita- tion m.a.s.l.	Temps de fonctionne- ment compris entre 80 % et 110 % de la puissance nominale h	Temps de fonctionne- ment compris entre 60 % et 80 % de la puissance nominale h	Temps de fonctionne- ment compris entre 50 % et 60 % de la puissance nominale h	Temps de fonctionne- ment compris entre 20 % et 50 % de la puissance nominale h	Temps de fonctionne- ment compris entre 0 % et 20 % de la puissance nominale h	Temps de fonctionne- ment en marche à vide h
Jan. – Avril													
Mai – Sept.													
Oct. – Déc.													

^a Dans la colonne "Période", choisir l'intervalle approprié.

^b Se reporter à l'Annexe D pour plus de détails.

6.3 Granulométrie des particules

Il convient que l'évolution de la granulométrie des particules dans le temps soit renseignée. Le Tableau 4 propose un formulaire permettant de le faire.

Tableau 4 – Formulaire concernant la granulométrie des particules

Période concernée	Fraction comprise entre 0 µm et 63 µm >Maille 230 ^a	Fraction comprise entre 63 µm et 125 µm Maille 230 à 120 ^a	Fraction comprise entre 125 µm et 250 µm Maille 120 à 60 ^a	Fraction >250 µm <Maille 60 ^a	Total
Jan. – Avril					
Mai –Sept.					
Oct. – Déc.					
^a Calibres des mailles selon ASTM. NOTE 1 D'autres méthodes de classement granulométrique peuvent également être utilisées. En cas de teneurs élevées en particules de petite taille ($dP_{50} < 0,063$ mm), un niveau supplémentaire est requis.					

6.4 Minéralogie des particules pour chacune des périodes susmentionnées

La dureté des particules ayant une grande importance dans le processus d'abrasion, il convient de présenter une étude minéralogique. Le Tableau 5 propose un formulaire pour ce faire.

Tableau 5 – Formulaire présentant la composition minérale des particules pour chacune des périodes susmentionnées

Nom du minéral	Dureté en Mohs	Fraction comprise entre 0 µm et 63 µm >Maille 230	Fraction comprise entre 63 µm et 125 µm Maille 230 à 120	Fraction comprise entre 125 µm et 250 µm Maille 120 à 60	Fraction >250 µm <Maille 60
Quartz					
Feldspath					
....					
Total					
Ce tableau est seulement une proposition de division des particules. Il convient d'appliquer un format adapté à chaque analyse.					

Annexe A (informative)

Exemple de calcul de la valeur *PL*

Cette annexe donne un exemple de méthode de calcul de la valeur *PL*. Afin d'illustrer le processus, on considère ici uniquement une courte durée et un nombre limité d'échantillons.

Supposons que la turbine étudiée a commencé à fonctionner le 5 mai à 22 h et qu'elle s'est arrêtée le 10 mai à 15 h. Au cours de cette période, 8 échantillons d'eau ont été prélevés puis analysés pour déterminer la concentration en particules. Un des échantillons a également été analysé afin de déterminer la granulométrie et la dureté des particules. Les résultats donnés au Tableau A.1 ont été enregistrés.

Tableau A.1 – Exemple de documentation des essais sur échantillonnage

ID	Date, Heure	Événement	Concentration en particules kg/m ³	Granulométrie, <i>d_P</i> 50 mm	Fraction de dureté supérieure à Mohs > 4,5 %
0	5 mai, 22:00	Démarrage de la turbine	-	-	-
1	6 mai, 06:00	Prélèvement échantillon	4,5	-	-
2	6 mai, 10:30	Prélèvement échantillon	4,9	-	-
3	7 mai, 04:30	Prélèvement échantillon	4,7	-	-
4	7 mai, 16:30	Prélèvement échantillon	4,1	-	-
5	8 mai, 08:00	Prélèvement échantillon	3,8	-	-
6	9 mai, 01:00	Prélèvement échantillon	4,4	0,069	73
7	9 mai, 14:00	Prélèvement échantillon	4,6	-	-
8	10 mai, 00:30	Prélèvement échantillon	4,9	-	-
9	10 mai, 15:00	Arrêt de la turbine	-	-	-

La formule de calcul de la valeur *PL* avec des échantillons discrets est la suivante:

$$PL = \sum_{n=1}^N C_n \times K_{\text{taille},n} \times K_{\text{forme},n} \times K_{\text{dureté},n} \times T_{s,n}$$

où

C_n est la concentration en particules en kg/m³ pour chaque échantillon;

- K_{taille} est la valeur numérique de la granulométrie médiane, dP_{50} , en mm. Dans la mesure où un seul échantillon a été soumis à une analyse granulométrique, cette valeur est utilisée pour tous les échantillons;
- $K_{\text{forme}} = 1,5$;
- $K_{\text{dureté}}$ est la même valeur numérique que celle de la fraction de particules dont la dureté est supérieure à Mohs 4,5. Pour des composantes en acier inoxydable 13Cr4Ni, il s'agit de la dureté de cet acier sur l'échelle Mohs. Noter qu'il convient d'exprimer la valeur sous la forme de fraction, et non pas d'un nombre en pourcentage. Dans la mesure où seul un échantillon a été soumis à une analyse de dureté des particules, cette valeur est utilisée pour tous les échantillons;
- $T_{s,n}$ est l'intervalle de temps à prendre en compte pour chaque échantillon. Pour $n=1$, on utilise une durée comprise entre le temps de démarrage de la turbine et la moitié du temps d'analyse entre les premier et second échantillons. De même, pour $n=8$, on utilise une durée comprise entre la moitié du temps d'analyse entre les septième et huitième échantillons jusqu'à l'arrêt de la turbine. Pour $n=2$ à $n=7$, on utilise une durée comprise entre la moitié du temps d'analyse entre les échantillons $(n-1)$ et n et la moitié du temps d'analyse entre les échantillons n et $(n+1)$;
- N est le nombre d'échantillons = 8.

Ces données permettent à présent d'établir le Tableau A.2 ci-après.

Tableau A.2 – Exemple de documentation des résultats d'échantillonnage

N°	C_n kg/m ³	$K_{\text{taille},n}$	$K_{\text{forme},n}$	$K_{\text{dureté},n}$	$T_{s,n}$ h	PL_n kg×h/m ³
1	4,5	0,069	1,5	0,73	10,25	3,48
2	4,9	0,069	1,5	0,73	11,25	4,16
3	4,7	0,069	1,5	0,73	15	5,33
4	4,1	0,069	1,5	0,73	13,75	4,26
5	3,8	0,069	1,5	0,73	16,25	4,67
6	4,4	0,069	1,5	0,73	15	4,99
7	4,6	0,069	1,5	0,73	11,75	4,08
8	4,9	0,069	1,5	0,73	19,75	7,31
Total					113	38,28

On constate ainsi que la turbine a été exposée, pendant la durée de fonctionnement de 113 h, à une valeur de $PL = 38,28 \text{ kg} \times \text{h/m}^3$.

Annexe B (informative)

Mesure et enregistrement des dommages par abrasion

B.1 Enregistrement du dommage par abrasion

Les informations suivantes constituent une recommandation destinée à mesurer l'usure des pièces individuelles des machines.

L'objectif de cette recommandation est d'obtenir des résultats fiables du taux d'érosion de différentes centrales, de sorte que les mesures soient toujours identiques et puissent être comparées. L'objectif, sur la base de ce dommage par érosion hydro-abrasive, ainsi que des mesures de la charge en particules, est également d'obtenir des prévisions fiables concernant un fonctionnement en toute sécurité et des intervalles d'inspection pour le futur.

Lors d'une inspection des composantes, il est important de recueillir le plus grand nombre d'informations possibles. Il convient de fournir une recommandation d'exigences minimales, lors d'une inspection destinée à déterminer les dommages par érosion hydro-abrasive.

Il convient généralement de repérer les pièces afin de pouvoir les identifier facilement avant de les photographier. Il convient d'indiquer sur la composante le nom du projet, le numéro d'aube / auget, ainsi que la date d'inspection et le temps de fonctionnement. Dans le cas d'une série de photographies (par exemple, l'ensemble des augets d'une roue) il convient d'inscrire ces informations au moins sur le premier auget, les autres augets devant comporter simplement leur numéro. Dans ce cas, il convient de désigner les photographies de manière à pouvoir identifier une série. Il convient de prendre ces photographies avec un appareil ayant une résolution d'au moins 5 mégapixels pour avoir accès aux détails.

Il convient d'établir un registre pour chaque composante. Ce registre part de sa mise en service et s'achève avec la mise au rebut de la composante. Il convient de faire comporter au registre les informations suivantes:

- le numéro de pièce (numéro individuel estampillé sur la pièce, par exemple numéro de roue). Cette information est destinée à identifier clairement la pièce pendant son fonctionnement et à éviter toute confusion avec des données antérieures;
- la date de mise en service, y compris le relevé du nombre total d'heures de fonctionnement de la turbine;
- la date d'inspection, y compris le relevé concernant le nombre total d'heures de fonctionnement de la turbine et l'état de la pièce suite à l'inspection, par exemple,
 - continue à fonctionner,
 - retirée pour réparation,
 - retirée pour mise en réserve,
 - retirée pour mise au rebut,
 - etc.,
- les observations et mesurages effectués lors de l'inspection, conformément aux articles ci-après.

De plus, il convient de pouvoir connaître la puissance de la turbine pour chaque heure de chaque journée.

B.2 Roue Pelton sans revêtement

Tout d'abord, il convient de prendre des photographies de tous les augets de manière à pouvoir observer leurs deux moitiés. L'appareil photographique doit être placé au centre de l'auget. Il convient, en parallèle, de réaliser des croquis des dommages par érosion ou éventuellement toutes autres caractéristiques remarquables comme les dommages provoqués par l'impact de pierres, en procédant au marquage de certaines de ces caractéristiques sur l'auget lui-même avant de le photographier.

Le numéro de l'auget doit être visible sur chaque photographie. De plus, il convient que le premier auget comporte les informations suivantes: projet, heures, date d'inspection.

Au moins quatre augets, choisis de manière aléatoire, doivent être examinés comme décrit ci-dessous:

- Mesurer l'usure de l'auget à partir du profil d'origine, en utilisant des gabarits, en 5 points au minimum par moitié d'auget et en au moins 3 emplacements différents (avant, milieu, arrière). Le jeu entre la roue et le gabarit doit être mesuré, il convient également de réaliser un croquis de la section illustrant la localisation des points de mesure.
- Tandis que le gabarit est maintenu dans l'auget, il convient de prendre les photographies de manière à pouvoir observer le jeu entre le gabarit et l'auget. Il convient par ailleurs de placer une règle graduée de manière à pouvoir également observer les dimensions de ces jeux. Il convient d'effectuer cette opération au moins pour un auget, par exemple, celui ayant le taux d'érosion le plus élevé.
- L'épaisseur de l'arête médiane doit être mesurée au niveau des 3 gabarits. Il convient également de prendre des photographies supplémentaires pour montrer toutes les caractéristiques particulières, et ce, en plaçant une règle graduée à proximité de ces dernières pour quantifier les dimensions.

B.3 Aiguille et lèvre sans revêtement

Il convient de prendre les photographies avec le pointeau en position fermée pour déterminer les jeux éventuels entre le pointeau et la bague de siège; utiliser une règle graduée afin de documenter les dimensions comme décrit précédemment pour la roue.

En cas de démontage de ces pièces, il convient d'en prendre des photographies. Dans les deux cas, il convient de photographier les défauts spécifiques de manière individuelle.

Il convient, dans toute la mesure du possible, de noter dans le registre la valeur du débit de fuite avec injecteurs en position fermée.

Visualiser les photographies pour avoir une vue générale des pièces (si elles sont prises séparément) ainsi que les injecteurs en position fermée afin d'évaluer les jeux entre les pièces.

B.4 Roue Pelton avec revêtement dur

Tous les augets seront photographiés. La procédure est identique à celle appliquée pour les roues sans revêtement, avec toutefois les exceptions suivantes:

Des gabarits ne sont pas nécessaires pour déterminer l'usure, étant donné que le plus souvent le revêtement encore en place est suffisant pour connaître le contour d'origine. Il est donc recommandé de cartographier les principaux défauts et d'effectuer des relevés ponctuels de profondeur en y associant les photographies de défauts locaux caractéristiques.

B.5 Pointeau, siège et boîtier des injecteurs avec revêtement

La procédure est identique à celle appliquée pour les roues sans revêtement, avec les exceptions suivantes:

Il convient d'inclure la cartographie des surfaces dont le revêtement est endommagé, en y associant: croquis, mesure de la profondeur et photographies. Il convient de photographier la transition entre les surfaces revêtues et non revêtues, et de consigner dans le registre la hauteur de « marches » éventuellement occasionnées, ainsi que la taille éventuelle des discontinuités entre le siège et le boîtier des injecteurs.

B.6 Roue Francis et labyrinthe fixe sans revêtement

Il convient que l'érosion soit quantifiée comme présenté ci-dessous:

- 1) il convient de mesurer l'épaisseur du bord de fuite en 8 points également répartis sur la longueur dudit bord. Il convient d'enregistrer cette mesure avec un croquis décrivant l'emplacement exact de ces points;
- 2) il convient de mesurer l'épaisseur de l'aube au niveau d'au moins trois gabarits également répartis sur le bord de fuite et pour au moins 3 points par gabarit (2 gabarits seront positionnés, l'un à proximité de la jonction avec la ceinture et l'autre côté plafond);
- 3) il convient également de mesurer l'épaisseur de l'aube au niveau de la transition avec la ceinture au niveau de l'arête d'entrée des aubes.

Il convient qu'au minimum trois aubes soient examinées, par exemple la plus endommagée, la moins endommagée et une aube présentant une usure moyenne.

Outre des photographies d'ensemble, il convient que le rapport comporte la photographie des surfaces soumises à érosion, ainsi qu'un croquis des emplacements photographiés. On doit photographier au moins toutes les surfaces présentant les dommages les plus importants. La zone de transition aube-ceinture et l'aube proche de la ceinture sont les zones qui présentent habituellement l'abrasion la plus élevée, il convient donc de leur accorder la plus grande attention.

Il convient de mesurer la profondeur d'érosion sur les surfaces présentant une érosion importante et de prendre des photographies lors de la mise en œuvre de ces mesures. Il convient de décrire la technique de mesurage utilisée.

Dans le cas des photographies d'ensemble de la roue prise après démontage, il convient de photographier la partie externe de la roue, ainsi que les labyrinthes fixes et mobiles, afin d'obtenir une vue d'ensemble et des détails. Il convient par ailleurs de consigner les résultats obtenus par des croquis.

Il convient de mesurer et photographier le jeu entre la roue et les plaques d'usure inférieures.

B.7 Roue Francis avec revêtement et labyrinthe fixe

Il convient que le numéro des aubes soit visible sur chaque photographie, que la première aube comporte les informations suivantes: projet, heures, date d'inspection. Il convient d'utiliser un appareil photographique électronique dont la résolution est au moins de 5 mégapixels de manière à avoir accès à des détails.

Selon la taille des aubes une ou plusieurs photographies doivent être prises afin d'avoir une vue d'ensemble de chacune. Il convient que le numéro de l'aube soit visible sur chaque photographie.

Il convient de réaliser un croquis de chaque aube, illustrant les surfaces où le revêtement est endommagé, et de consigner l'emplacement et la taille des dommages.

Il convient de mesurer la profondeur des surfaces érodées sur les aubes et de consigner les valeurs maximales. Il convient d'expliquer, si possible au moyen de croquis, la méthode de mesure employée (par exemple, avec une règle souple, un gabarit). Il convient également d'inclure des photographies présentant la mise en œuvre de la mesure. Des photographies détaillées fournissant des informations supplémentaires peuvent être jointes.

En cas d'usure complète du revêtement au niveau du bord de fuite, on se reportera aux mesures applicables à la turbine Francis sans revêtement.

Il convient de mesurer et photographier le jeu entre la roue et les plaques d'usure inférieures.

B.8 Directrices et plaques d'usure sans revêtement

Il convient de prendre des photographies aussi bien d'ensemble que détaillées, et de consigner la position de ces prises de vue par un croquis.

Lorsque le dommage est si important que tout point de référence est inexistant, seules des photographies présentant les dommages peuvent être prises.

Lorsque des points de référence demeurent néanmoins accessibles, les mesures d'abrasion sur les plaques d'usure (max) consistent à mesurer les jeux entre les directrices et les plaques d'usure (pour 4 aubes au minimum).

Une indication complémentaire du dommage par abrasion au niveau du distributeur consiste à mesurer la pression de la bache spirale, machine à l'arrêt, directrices et vanne de garde fermées, mais vanne de dérivation de cette dernière en position ouverte. Il convient de mesurer cette pression le plus souvent possible en indiquant avec précision date, heure et conditions hydrauliques lors de la mesure.

B.9 Directrices et plaques d'usure avec revêtement

Il convient de prendre des photographies aussi bien d'ensemble que détaillées, et de consigner la position de ces prises dans un croquis. Il convient de photographier toutes les directrices et de consigner tous les dommages, en y joignant un croquis illustrant l'emplacement exact et l'étendue de ces dommages.

Il convient de mesurer la profondeur d'érosion au niveau de chaque dommage et de consigner la valeur maximale obtenue. Il convient d'expliquer la méthode de mesure employée et de fournir quelques photographies (par exemple, règle souple, gabarit). Il convient d'étiqueter les directrices tel qu'explicité ci-dessus pour les aubes d'une roue de type Francis.

Il convient de joindre des photographies détaillées si des informations supplémentaires sont disponibles.

B.10 Pales de Kaplan sans revêtement

Il convient que l'érosion soit mesurée comme présenté ci-dessous:

Il convient de mesurer l'épaisseur du bord de fuite à 5 positions espacées de manière égale le long de l'arête. Ces relevés seront associés à des schémas présentant la position exacte des mesures.

Au moins trois pales choisies de façon aléatoire doivent être inspectées.

Il convient de faire un rapport incluant diverses photographies. On présentera à la fois une vue d'ensemble et des photos spécifiques concernant les zones endommagées. Ces photographies seront associées à des croquis indiquant la localisation des dommages. Il convient que ces photographies concernent toutes zones présentant une usure importante.

Il convient de mesurer la profondeur de l'érosion pour toutes les zones d'usure importante, et des photos prises pour documenter la façon de mesurer. Il convient de décrire la technique de mesurage utilisée.

Il convient, en outre, de relever les jeux entre le diamètre extérieur des pales et le manteau de roue.

B.11 Pales de Kaplan avec revêtement

Il convient que le numéro de chaque pale soit visible sur chaque photographie, et que, de plus, sur l'aube numéro 1 on inscrive les informations suivantes: nom du projet, heures de fonctionnement, date d'inspection.

Suivant la taille des pales il convient de prendre une ou plusieurs photos pour avoir une vue d'ensemble de chaque pale. Il convient que sur chacune des photographies apparaissent le numéro de la pale.

Pour toutes les pales, il convient qu'un croquis soit fait des zones au revêtement endommagé, avec l'indication de la localisation des dommages ainsi que de la taille de ces zones.

Il convient de mesurer la profondeur de l'érosion sur les pales et d'enregistrer les valeurs maximales. Il convient d'expliquer la procédure de mesure (par exemple règle souple, gabarit), si possible à l'aide d'un croquis. Des photographies du mesurage doivent également être incluses. Des photos supplémentaires présentant d'autres détails pourront être ajoutées.

Si, au niveau du bord de fuite, le revêtement a disparu : voir les mesures des pales Kaplan non revêtues.

Il convient, en outre, de relever les jeux entre le diamètre extérieur des pales et le manteau de roue.

B.12 Fiches techniques d'échantillonnage

Les fiches techniques dédiées à l'enregistrement du dommage par abrasion doivent être nécessairement spécifiques à chaque projet, pour prendre en compte la conception spécifique de la turbine, le type d'abrasion observé et les mesures qui sont réalisables facilement.

Il convient si possible d'indiquer directement sur ces enregistrements la profondeur d'abrasion en mm. Cette indication n'est parfois pas possible si aucune surface intacte ne peut raisonnablement servir de référence lors du mesurage. Dans ce cas, il est possible d'effectuer d'autres types de mesures, mesures à partir desquelles la profondeur d'abrasion peut être calculée en se référant aux plans de conception de la turbine. Il convient d'inclure dans les fiches techniques des croquis explicatifs concernant le mesurage.

Les machines hydrauliques contiennent souvent plusieurs éléments de conception avec de nombreuses composantes ayant exactement la même forme théorique. Les aubes/pales de roues et les directrices en sont des exemples. Tel qu'explicité ci-dessus, il convient dans ces cas de consigner la profondeur d'abrasion et l'emplacement de plusieurs de ces composantes

individuelles. Une variation importante de la profondeur d'abrasion entre composantes individuelles est chose normale.

La profondeur d'abrasion sur une même composante varie habituellement suivant le point considéré. Il est recommandé de consigner la profondeur d'abrasion en quelques points typiques de la composante. En chaque point, il convient de retenir la valeur maximale de profondeur d'abrasion.

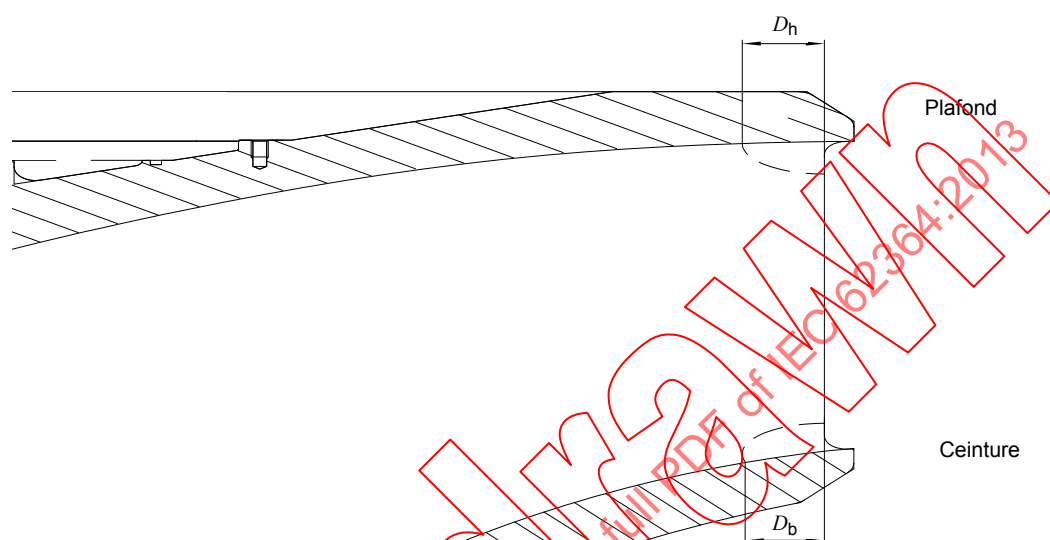
À titre d'exemple, un ensemble de fiches techniques d'échantillonnage dédiées à l'enregistrement des dommages sur une turbine Francis de haute chute est joint ci-dessous, voir les Tableaux B.1 à B.21. Il est possible de modifier ces fiches techniques pour qu'elles correspondent à la réalité du dommage et à la forme de la composante. Il convient d'adapter les registres d'inspection aux zones présentant le taux d'abrasion maximum et aux parties susceptibles d'affecter la sécurité de la turbine.

Withdrawing
IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 62364:2013

B.13 Registre d'inspection, entrée des aubes

Tableau B.1 – Registre d'inspection, formulaire dédié à l'entrée des aubes

Installation	N° de turbine	Date	Signature	

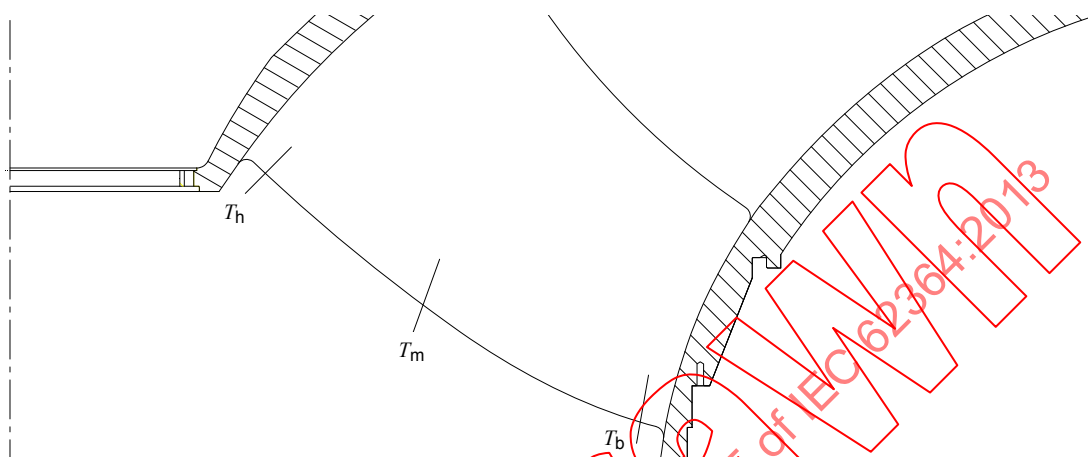


N° d'aube	Profondeur d'érosion au plafond, D_h	Profondeur d'érosion à la ceinture, D_b
1		
2		
3		
4		
5		
6		
7		
8		
9		
10		
11		
12		
13		
14		
15		
16		
17		

B.14 Registre d'inspection, sortie des aubes

Tableau B.2 – Registre d'inspection, formulaire dédié à la sortie des aubes

Installation	N° de turbine	Date	Signature	



Aube N°	Epaisseur au moyeu, T_h	Epaisseur en partie centrale, T_m	Epaisseur en ceinture, T_b
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			
13			
14			
15			
16			
17			

NOTE Les emplacements de mesure T_h , T_m et T_b peuvent être les mêmes que ceux des gabarits de contrôle existants.