

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE



Guidelines to specification of hydraulic turbine governing systems

Lignes directrices pour la spécification des systèmes de régulation des turbines hydrauliques

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2024



THIS PUBLICATION IS COPYRIGHT PROTECTED

Copyright © 2024 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 l'IEC ou du Comité national de l'IEC du pays du demandeur. Si vous avez des questions sur le copyright de l'IEC ou si vous désirez obtenir des droits supplémentaires sur cette publication, utilisez les coordonnées ci-après ou contactez le Comité national de l'IEC de votre pays de résidence.

IEC Secretariat
3, rue de Varembe
CH-1211 Geneva 20
Switzerland

Tel.: +41 22 919 02 11
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 corrigendum or an amendment might have been published.

IEC publications search - webstore.iec.ch/advsearchform

The advanced search enables 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 It also gives information on projects, replaced and withdrawn publications.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 online and once a month by email.

IEC 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: sales@iec.ch.

IEC Products & Services Portal - products.iec.ch

Discover our powerful search engine and read freely all the publications previews, graphical symbols and the glossary. With a subscription you will always have access to up to date content tailored to your needs.

Electropedia - www.electropedia.org

The world's leading online dictionary on electrotechnology, containing more than 22 500 terminological entries in English and French, with equivalent terms in 25 additional languages. Also known as the International Electrotechnical Vocabulary (IEV) online.

A propos de l'IEC

La Commission Electrotechnique Internationale (IEC) 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 IEC

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

Recherche de publications IEC -

webstore.iec.ch/advsearchform

La recherche avancée permet de trouver des publications IEC 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.

IEC Just Published - webstore.iec.ch/justpublished

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

Service Clients - webstore.iec.ch/csc

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

IEC Products & Services Portal - products.iec.ch

Découvrez notre puissant moteur de recherche et consultez gratuitement tous les aperçus des publications, symboles graphiques et le glossaire. Avec un abonnement, vous aurez toujours accès à un contenu à jour adapté à vos besoins.

Electropedia - www.electropedia.org

Le premier dictionnaire d'électrotechnologie en ligne au monde, avec plus de 22 500 articles terminologiques en anglais et en français, ainsi que les termes équivalents dans 25 langues additionnelles. Egalement appelé Vocabulaire Electrotechnique International (IEV) en ligne.

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE



Guidelines to specification of hydraulic turbine governing systems

Lignes directrices pour la spécification des systèmes de régulation des turbines hydrauliques

INTERNATIONAL
ELECTROTECHNICAL
COMMISSION

COMMISSION
ELECTROTECHNIQUE
INTERNATIONALE

ICS 27.140

ISBN 978-2-8322-9577-9

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.....	7
INTRODUCTION.....	9
1 Scope.....	10
2 Normative references	10
3 Terms and definitions	10
3.1 General terms and definitions	11
3.2 Terms and definitions related to control levels, control modes and operational modes	11
3.3 Terms and definitions from control theory	12
3.4 Subscripts and prefixes.....	13
3.5 Terms and definitions related to the plant and the units	13
3.6 Terms and definitions related to the governing system	16
4 Governing system structure	23
4.1 General.....	23
4.2 Main control functions	24
4.2.1 General	24
4.2.2 Speed control	24
4.2.3 Power output control.....	24
4.2.4 Opening control	24
4.2.5 Water level control.....	25
4.2.6 Flow control.....	25
4.3 Configurations of combined controllers	25
4.3.1 General	25
4.3.2 Parallel structure	25
4.3.3 Series structures	26
4.4 Special control functions.....	26
4.4.1 Feed forward control.....	26
4.4.2 Surge tank level or pressure feedback	27
4.5 Pump-turbine control.....	28
4.5.1 General	28
4.5.2 Conventional pump-turbine control	28
4.5.3 Variable speed pump-turbine control	28
4.6 Manual control	30
4.7 Linearization	30
4.8 Limitation functions	30
4.9 Bumpless control modes transition.....	31
4.10 Optimization control	31
5 Functional performance	31
5.1 General.....	31
5.2 Modelling and digital simulation	32
5.2.1 General	32
5.2.2 Water passages.....	33
5.2.3 Turbine, generator, electrical grid	33
5.2.4 Control concept	33
5.2.5 Hardware-in-the-loop simulation	34
5.2.6 Personnel training	34
5.2.7 Inaccuracy of plant simulators	34

5.3	Characteristic parameters for PID-controllers	35
5.3.1	General	35
5.3.2	Permanent droop	35
5.3.3	Proportional action coefficient K_P , integral action time T_I , and derivative action time T_D	35
5.3.4	Tuning of turbine governing systems	36
5.4	Other parameters of the governing systems	37
5.4.1	Command signal adjustments for controlled variables (speed, power output, etc.) and load limiter	37
5.4.2	Governor insensitivity $i_X/2$	37
5.4.3	Dynamic characteristics of servo-positioner	37
5.4.4	Parameters of servo-positioner	39
5.4.5	Servo-positioner non-linearity by kinematics	40
6	Servo positioner configurations	40
6.1	Servo-positioners	40
6.2	Configurations of servo-positioners	41
6.3	Multiple actuator control	41
6.3.1	General	41
6.3.2	Parallel structure	42
6.3.3	Series structure	42
6.3.4	Individual control	42
6.4	Dual regulation of turbines with controllable guide vane and runner blade angles	43
6.5	Dual control of turbines with needles and deflectors	43
6.6	Other relationships	43
7	Instrumentation	43
7.1	General	43
7.2	Rotational speed	44
7.3	Power output	44
7.4	Water level	44
7.5	Actuator position (stroke)	44
7.6	Signal transmission from electronic transmitters	44
8	Safety functions and devices	44
8.1	General	44
8.2	Quick shutdown and emergency shutdown	44
8.2.1	General	44
8.2.2	Tripping actions	45
8.2.3	Servomotor shutdown initiating devices	45
8.2.4	Tripping criteria	45
8.2.5	Tripping strategies	45
8.3	Overspeed protection device	45
8.4	Interlocks	45
9	Provision of actuating energy	46
9.1	General	46
9.2	System with an accumulator	46
9.2.1	Pressure tank (air-oil accumulator)	46
9.2.2	Piston accumulators	48
9.2.3	Bladder accumulators	48

9.2.4	Other systems	48
9.2.5	Pumps for accumulator systems	48
9.2.6	Oil sump tanks	49
9.2.7	Auxiliary equipment	49
9.2.8	Provision of pressurized gas	49
9.3	Systems without accumulator	50
9.3.1	Constant flow systems	50
9.3.2	Variable flow systems	50
9.4	Direct electric positioner	51
9.5	Recommendation for hydraulic fluid selection	51
10	Operational transitions	51
10.1	Start-up and synchronization	51
10.2	Normal shutdown	52
10.3	Sudden load rejection	52
10.4	Other operational transitions	53
11	Supplementary equipment	53
11.1	Measures to reduce pressure variations	53
11.2	Surge control	53
11.3	Equipment and measures to lower the speed rise	54
11.4	Joint control	54
11.5	Braking	54
11.6	Synchronous condenser mode of operation	54
12	Considerations for the electronic governor	55
12.1	Equipment requirements	55
12.2	Power supply recommendations	55
13	How to apply the recommendations	55
Annex A (normative) Simplified differential equations and transfer functions of idealized PID-control functions		68
Annex B (informative) Grid frequency control		70
B.1	General	70
B.2	Power equilibrium and grid frequency	70
B.2.1	Power equilibrium	70
B.2.2	Grid frequency	70
B.3	Primary frequency control	70
B.3.1	Primary frequency control performed by generating units	70
B.3.2	Droop of a generating unit	71
B.4	Secondary frequency control	72
Annex C (informative) Role of governing systems for stability in interconnected grid operation		73
C.1	General	73
C.2	Stability of the unit with respect to the water hydraulic system	73
C.3	Stability of the unit with respect to the electrical power system	73
C.3.1	General	73
C.3.2	Power oscillations due to the electrical power system	74
C.3.3	Power oscillations due to pressure fluctuations in hydraulic machines	74
C.3.4	Conclusion	75
Annex D (informative) Quick shutdown and emergency shutdown		76
D.1	General	76

D.2	Alternative example I	76
D.2.1	General	76
D.2.2	Quick shutdown	76
D.2.3	Emergency shutdown.....	77
D.2.4	Summary table and combined tripping cases	78
D.3	Alternative example II	79
	Bibliography.....	80
	Figure 1 – Turbine control transmission ratio	15
	Figure 2 – Controlled system self-regulation factor	15
	Figure 3 – Controlled variable range	17
	Figure 4 – Permanent droop	17
	Figure 5 – Proportional action coefficient and integral action time	18
	Figure 6 – Derivative time constant.....	19
	Figure 7 – Dead band	20
	Figure 8 – Minimum servomotor opening/closing time	20
	Figure 9 – Time constants of the servomotor/servo-valve combination.....	21
	Figure 10 – Servo-positioner inaccuracy	22
	Figure 11 – Governing system dead time	23
	Figure 12 – Governing system with speed and power output control functions in parallel	26
	Figure 13 – Governing system with speed control function and water level control function in parallel	26
	Figure 14 – Governing system with power output and speed control functions in series	26
	Figure 15 – Schematic diagram of a turbine governing system with feed forward	27
	Figure 16 – Schematic diagram of a turbine governing system with an additional pressure feedback compensation control function	28
	Figure 17 – Governor function in conventional pump mode	28
	Figure 18 – Governor function of variable speed pumped storage systems in pump mode	29
	Figure 19 – Governor function of variable speed pumped storage systems in turbine mode with power output based control	29
	Figure 20 – Governor function of variable speed pumped storage systems in turbine mode with rotating speed based control	29
	Figure 21 – Servo-positioner control loop – simplified dynamic model with P-controllers	38
	Figure 22 – Servo-positioner control loop – simplified dynamic model.....	38
	Figure 23 – Time step response and frequency response of the output of the servo-positioner	39
	Figure 24 – Servo-positioner block diagram	41
	Figure 25 – Parallel structure with defined functional relation and an additional signal superimposition	42
	Figure 26 – Series structure with defined functional relation and additional signal superimposition	42
	Figure 27 – Structure with different set-points for each servo-positioner	42
	Figure 28 – Pressure tank content and pressure ranges	46
	Figure 29 – Open-circuit system	50
	Figure 30 – Start-up speed curve up to synchronization	52

Figure 31 – Load rejection	53
Figure A.1 – Idealized PID in pure parallel structure	68
Figure A.2 – Idealized PID alternative representation.....	68
Figure B.1 – Example of principle schematic functional diagram of a unit with a turbine governing system using an idealized PID control function with a frequency-power droop	71
Figure B.2 – Behaviour of two units with different governor permanent droop values	72
Table 1 – Unit and plant categories.....	55
Table D.1 – Alternative I – Summary of cases for quick shut-down and emergency shut-down	78
Table D.2 – Alternative II – Summary of cases for quick shut-down and emergency shut-down	79

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2024

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

**GUIDELINES TO SPECIFICATION OF
HYDRAULIC TURBINE GOVERNING SYSTEMS****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) IEC draws attention to the possibility that the implementation of this document may involve the use of (a) patent(s). IEC takes no position concerning the evidence, validity or applicability of any claimed patent rights in respect thereof. As of the date of publication of this document, IEC had not received notice of (a) patent(s), which may be required to implement this document. However, implementers are cautioned that this may not represent the latest information, which may be obtained from the patent database available at <https://patents.iec.ch>. IEC shall not be held responsible for identifying any or all such patent rights.

IEC 61362 has been prepared by IEC technical committee 4: Hydraulic turbines. It is an International Standard.

This third edition cancels and replaces the second edition published in 2012. This edition constitutes a technical revision.

This edition includes the following significant technical changes with respect to the previous edition:

- a) adoption of parts of IEC 60308:2005 which deal with specification matters;
- b) introduction of several new technical topics;
- c) overall editorial revision.

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

Draft	Report on voting
4/500/FDIS	4/509/RVD

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

The language used for the development of this International Standard is English.

This document was drafted in accordance with ISO/IEC Directives, Part 2, and developed in accordance with ISO/IEC Directives, Part 1 and ISO/IEC Directives, IEC Supplement, available at www.iec.ch/members_experts/refdocs. The main document types developed by IEC are described in greater detail at www.iec.ch/publications.

The committee has decided that the contents of this document will remain unchanged until the stability date indicated on the IEC website under webstore.iec.ch in the data related to the specific document. At this date, the document will be

- reconfirmed,
- withdrawn, or
- revised.

IMPORTANT – The "colour inside" logo on the cover page of this document 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.

INTRODUCTION

While a standard for the testing of hydraulic turbine governing systems had been existing for a very long time (IEC 60308 published in 1970)¹, guidelines for the specification of hydraulic turbine governing systems were missing until 1998. The need for such guidelines became more and more urgent with the fast development and the new possibilities especially of the digital components of the governor.

While the first edition was written more or less as a supplement to the already existing guide for testing, the objective of the second edition was to be the leading guide with respect to turbine governing systems.

The second edition of this document took into account the experience with the guide until 2012 as well as the progress in the state of the art of the underlying technologies.

This third edition was developed together with the third edition of the standard for the testing of hydraulic turbine governing systems (IEC 60308) in order to harmonize their contents and their publishing dates.

Furthermore, the standards are kept open for state of the art by introducing new topics and harmonizing the structure as well as the terms and definitions for both standards.

¹ IEC 60308:1970, *International code for testing of speed governing systems for hydraulic turbines*. This publication was withdrawn and replaced with IEC 60308:2005.

GUIDELINES TO SPECIFICATION OF HYDRAULIC TURBINE GOVERNING SYSTEMS

1 Scope

This document includes relevant technical data used to describe hydraulic turbine governing systems and to define their performance. It is aimed at unifying and thus facilitating the selection of relevant parameters in bidding specifications and technical bids. It serves also as a basis for setting up technical guarantees.

The scope of this document is restricted to the turbine governing level. Additionally some remarks about the control loops of the plant level and about interactions with the electrical grid in case of primary and secondary frequency control (see also Annex B and Annex C) are made for better understanding without making a claim to be complete.

Important topics covered by the guidelines are:

- speed, power, water level, opening and flow (discharge) control for reaction and impulse-type turbines including double regulated machines;
- means of providing actuating energy;
- safety devices for emergency shutdown, etc.

To facilitate the setting up of specifications, these guidelines also include data sheets, which are filled out by the customer and the supplier in the various stages of the project and the contract.

Acceptance tests and specific test procedures are outside the scope of this document; those topics are covered by IEC 60308.

2 Normative references

The following documents are referred to in the text in such a way that some or all of their content constitutes requirements of this document. For dated references, only the edition cited applies. For undated references, the latest edition of the referenced document (including any amendments) applies.

IEC 60308, *Hydraulic turbines – Testing of control systems*

IEC 61131-2, *Industrial-process measurement and control – Programmable controllers – Part 2: Equipment requirements and tests*

3 Terms and definitions

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

ISO and IEC maintain terminology databases for use in standardization at the following addresses:

- IEC Electropedia: available at <https://www.electropedia.org/>
- ISO Online browsing platform: available at <https://www.iso.org/obp>

3.1 General terms and definitions

3.1.1

turbine governing system

technical equipment governing the opening (guide vane, runner blade, needle, deflector position) of hydraulic turbines

Note 1 to entry: At the present state of the art, the turbine governing system consists of an oil hydraulic and an electronic part, the "oil hydraulic governor" and the "electronic governor" and an interface between both, the electro/hydraulic converter.

3.1.2

controlled system

system controlled by the actuators of the governing system consisting of the hydraulic turbine, its water supply and discharge passages, the generator with voltage regulator and the electric power grid to which it is connected

3.2 Terms and definitions related to control levels, control modes and operational modes

3.2.1

control levels

3.2.1.1

turbine governing level

control functions directly related to the governing system of a single turbine

Note 1 to entry: The following control modes are related to the turbine governing level:

- speed control;
- power output control;
- water level control;
- opening control;
- flow control (the term flow used in this document has the same meaning as the term discharge).

3.2.1.2

unit control level

control functions directly related to the overall control of a single unit (turbine, generator, unit auxiliaries) including turbine governing, voltage regulation, start-stop-sequencing etc.

3.2.1.3

plant control level

control functions related to the overall control of a whole plant including the control of several units

Note 1 to entry: In automatic unit and plant control operation, the turbine governing system gets its modes and set-points from the unit and plant control level.

3.2.1.4

grid control level

control functions related to the overall control of the grid as a whole

Note 1 to entry: If applicable the turbine governing system participates either by primary or by secondary frequency control, or both (see Annex B).

3.2.2

control modes at the turbine governing level

3.2.2.1

speed control

mode of the governing system dealing with the control of the speed of the turbine

3.2.2.2

power output control

mode of the governing system dealing with the control of the power output of the generator

3.2.2.3

water level control

mode of the governing system dealing with the control of the water level of the headwater reservoir

3.2.2.4

opening control

mode of the governing system dealing with the control of the position of the main actuator(s) of the turbine

3.2.2.5

flow control

mode of the governing system dealing with the control of the flow through the turbine

3.2.3

main operation modes

3.2.3.1

no-load operation

mode of the governing system when the unit is not connected to a grid

3.2.3.2

island operation

operation of a generating unit that is interconnected with a relatively small number of other generating units

Note 1 to entry: Such a small number can occur after inadvertent tripping of circuit breakers that interconnect the island with a large interconnected power system.

3.2.3.3

isolated operation

specific case of islanded operation consisting of a single generating unit

3.2.3.4

grid operation

mode of the governing system when the unit is connected to a stable grid

3.3 Terms and definitions from control theory

3.3.1

differential equation

equation describing the dynamic system behaviour in the time-domain, as shown in Annex A

3.3.2

transient response

system response (output) to a step change of the input

3.3.3

frequency response

for a linear time-variant system with a sinusoidal input variable in steady-state the ratio of the phasor of the output variable to the phasor of the corresponding input variable, represented as a function of the angular frequency ω

Note 1 to entry: The frequency response coincides with the transfer function taken on the imaginary axis of the complex plane.

3.3.4**transfer function**

for a linear time-invariant system the ratio of the Laplace transformation of an output variable to the Laplace transform of the corresponding input variable, with all initial values equal to zero

Note 1 to entry: The Laplace operator s is the complex variable of Laplace transform, only used for transfer functions in the frequency domain.

3.4 Subscripts and prefixes

Sub-clause	Subscript/prefix related to	Definition	Symbol	Unit
3.4.1	rated	subscript indicating the rated operation point of the system	r	–
3.4.2	maximum minimum	subscript indicating maximum or minimum values of any term	max. min.	–
3.4.3	deviation	Prefix indicating the deviation of any value from a defined value (in case of linearization the defined value is the steady-state value)	Δ	–
3.4.4	wicket gate	subscript associating a quantity to wicket gate (guide vane) position	ga	–
3.4.5	runner	subscript associating a quantity to runner blade position	ru	–
3.4.6	needle	subscript associating a quantity to needle position	ne	–
3.4.7	deflector	subscript associating a quantity to deflector position	de	–
3.4.8	main inlet valve	subscript associating a quantity to main inlet valve	miv	–

3.5 Terms and definitions related to the plant and the units

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.5.1	specific hydraulic energy of unit	specific energy of hydraulic water available between the high- and low-pressure side sections of the unit	E	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
3.5.2	turbine head	$H = E/g$ definition of E , see 3.5.1 g = acceleration due to gravity = $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ (at sea level)	H	m
3.5.3	water level	elevation above the reference datum (usually mean sea level)	z	m
3.5.4	flow	volume of water per unit time flowing through any section in the system	Q	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
3.5.5	rotational speed	number of revolutions per unit time Instead of s^{-1} the unit rpm is frequently used.	n	s^{-1}
3.5.6	frequency	number of cycles per second	f	Hz
3.5.7	generator power output	generator power measured at generator terminals	P_G	W
3.5.8	moment of inertia of mass	moment of inertia for calculation of fly-wheel effect. $I = M \times D^2/4 = M \times R^2$ (M = mass, D = diameter of gyration, R = radius of gyration)	I	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
3.5.9	torque deviation	power output deviation divided by instantaneous angular speed	ΔM	N·m
3.5.10	unit acceleration constant	ratio of the angular momentum of the unit to the rated torque	T_a	s
3.5.11	load acceleration constant	ratio of the angular momentum, caused by the power grid referred to the rated torque of the unit	T_b	s

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.5.12	turbine control transmission ratio alternate term: turbine gain	At a considered servomotor position, the slope of the graph relating to the turbine torque m_t at constant speed and head to servomotor movement y (see Figure 1) $e_y = \frac{d(M_t/M_r)}{dy} = \frac{dm_t}{dy}$	e_y	
3.5.13	controlled system self-regulation factor	at the speed considered, the slope of the graph relating to the torque deviation to the speed at a specified servomotor position and a specified load condition of the grid. $e_n = e_g - e_t$ The torque m should be referred to the rated torque $M_r = P_r/\omega_r$ and the speed x_n referred to the rated speed ω_r (see Figure 2)	e_n	
3.5.14	turbine self-regulation factor	component of e_n due to the turbine (index t) $e_t = \frac{dm_t}{dx_n} = \frac{\omega_r}{P_r} \times \frac{d(P_t/\omega)}{dx_n}$ P_r and ω_r are the same reference values as used to determine e_n (see Figure 2)		
3.5.15	load self-regulation factor	component of e_n due to the load (index g) $e_g = \frac{dm_g}{dx_n} = \frac{\omega_r}{P_r} \times \frac{d(P_g/\omega)}{dx_n}$ Error! Bookmark not defined. P_r and ω_r are the same reference values as used to determine e_n (see Figure 2)		
3.5.16	penstock reflection time	time required for the pressure waves to travel 2 lengths of the penstock: $T_r = 2 \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{a_i}$ where a_i is the velocity of wave propagation in each section of the penstock; L_i is the length of each penstock section.	T_r	s
3.5.17	water inertia time alternative term: water starting time	characteristic time at rated condition due to inertia of the water in the water passages defined as: $T_W = \frac{Q_r}{gH_r} \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{A_i}$ where A_i is the area of each section; L_i is the corresponding length; Q_r is the rated discharge; H_r is the rated net head; g is the gravity constant; n is number of penstock sections including spiral case and draft tube. If T_W is calculated for other than rated conditions, this shall be mentioned clearly.	T_W	s
3.5.18	water hammer number alternative term: Allievi constant	ratio of water inertia time, T_W , to penstock reflection time, T_r at rated conditions. $h_W = \frac{T_W}{T_r}$		

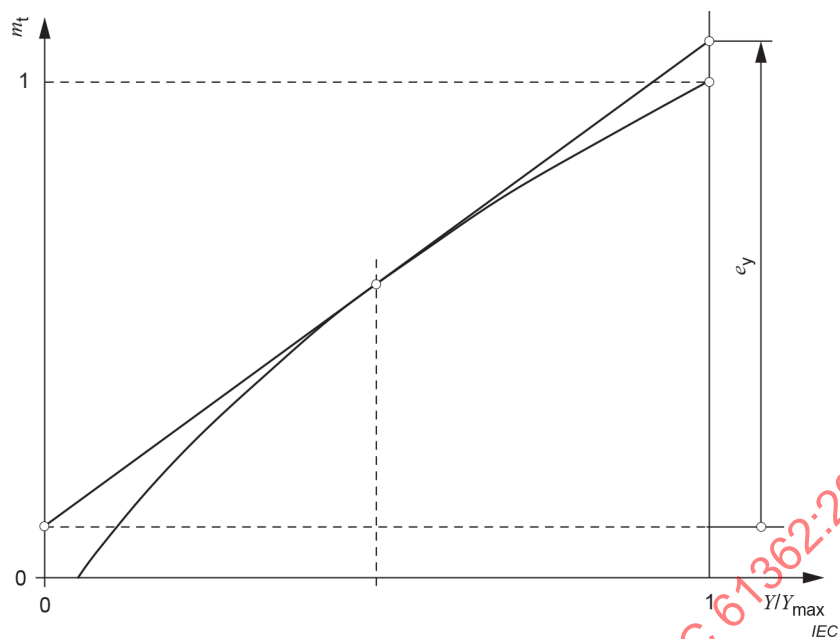


Figure 1 – Turbine control transmission ratio

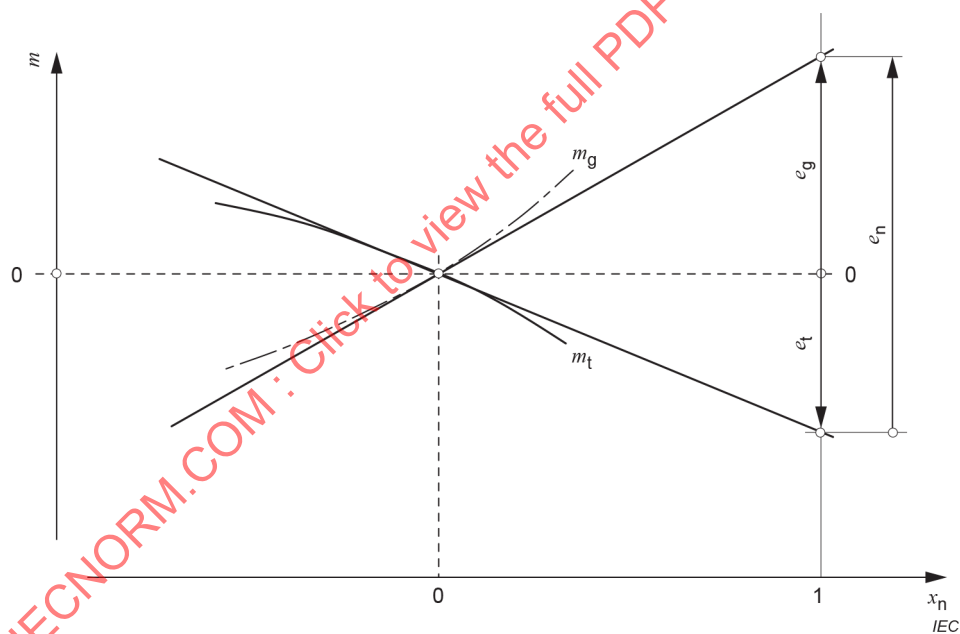


Figure 2 – Controlled system self-regulation factor

3.6 Terms and definitions related to the governing system

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.1	controlled variable	variable which shall be controlled such as – absolute, dimensional value – relative value the relative value is calculated as absolute value related to the rated value, $x = X/X_r$ for – rotational speed – power output – opening – flow deviating from the definition above the relative value for water level z is calculated as: $x_z = (z - z_{\min})/(z_{\max} - z_{\min})$	X x x_n x_p x_y x_q x_z	var. – – – – – –
3.6.2	command signal	signal which can be set by an external adjustment: – absolute, dimensional value – relative value the relative value is calculated as absolute value related to the rated value, $c = C/C_r$ for – rotational speed – power output – opening – flow deviating from the definition above the relative value for water level z is calculated as: $c_z = (z - z_{\min})/(z_{\max} - z_{\min})$	C c c_n c_p c_y c_q c_z	var. – – – – – –
3.6.3	servomotor stroke	stroke of the main servomotor, either as – absolute value – relative value The servomotor moves either the – guide vane – runner blades – needles – deflectors the relative value is calculated as absolute value related to the maximum value, $y = Y/Y_{\max}$ Note 1 to entry The effective maximum servomotor stroke $Y_{\max}$ is the maximum mechanical stroke after commissioning. Taking the kinematics into account, it can also be related to the opening, see 5.4.5	Y y	m –
3.6.4	servomotor stroke set-point	set-point for the servomotor stroke (relative value)	y_o	–
3.6.5	main control valve stroke	stroke of the main control valve, either as – absolute value – relative value Note 1 to entry The effective maximum main control valve stroke is the maximum mechanical stroke after commissioning.	Y_v y_v	
3.6.6	controlled variable range	adjusting range for the setting of a controlled variable, consisting of – maximum value of the controlled variable – minimum value of the controlled variable Note 1 to entry In speed control or water level control, the controlled variable range depends on the average setting of the permanent droop (Figure 3).	$X_{\max}$ $X_{\min}$	– –

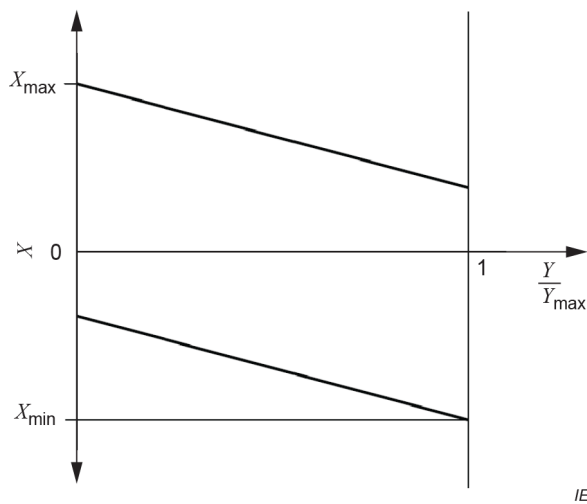


Figure 3 – Controlled variable range

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.7	electronic governor output signal	output signal at the electronic governor corresponding to the input signal of the following servo-positioner as a relative value	<i>m</i>	–
3.6.8	valve position	position of the controlling valve or the pilot valve	<i>u</i>	–

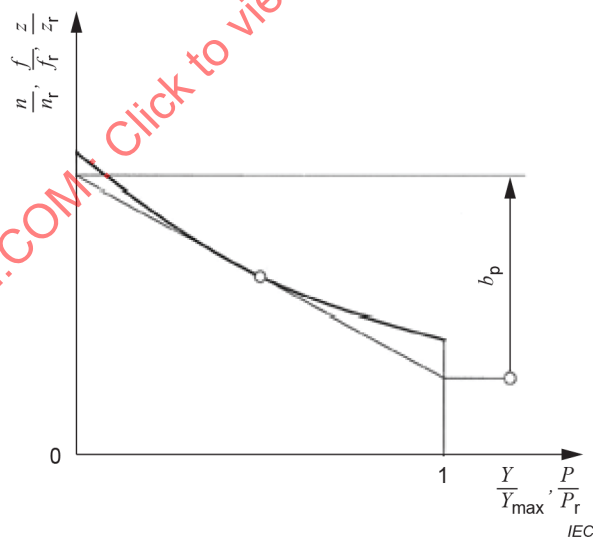


Figure 4 – Permanent droop

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.9	permanent droop	function showing the relationship between – speed, frequency or water level versus – opening or power under steady state conditions, either – the slope of the function at a specific point of operation or – the slope of the straight line between the endpoints of the function SEE: Figure 4 Note 1 to entry Wherever the term "droop" is used throughout this document, the definition of "permanent droop" applies. The "temporary droop" of the past is not defined and not used anymore in the document. Note 2 to entry The following specific droops are practically used: – frequency-power droop or speed-power droop, – frequency-opening droop or speed-opening droop, – level-opening droop, – level-power droop.	b_p	%
3.6.10	proportional action coefficient alternative term: proportional gain	quotient of the variation of the output variable to the corresponding variation of the input variable for a proportional element Note 1 to entry As shown in Figure 5 the proportional action coefficient produces a controlling action that is proportional to the magnitude of the controller error in a PI controller.	K_p	–

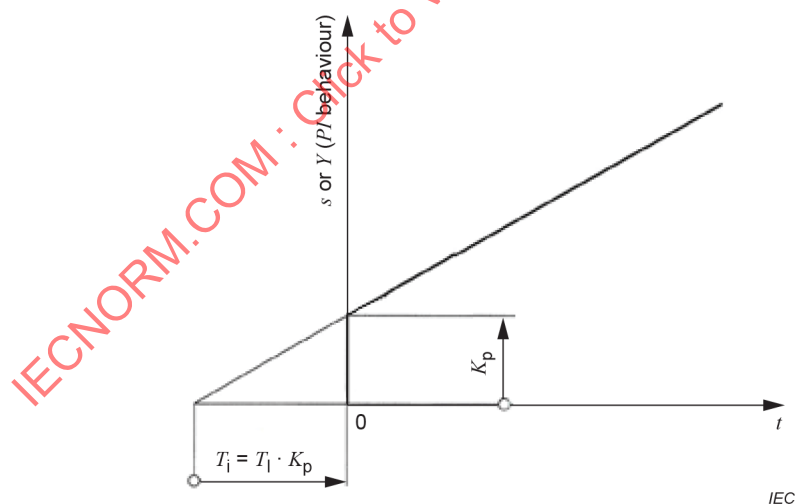


Figure 5 – Proportional action coefficient and integral action time

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.11	integral action time	constant of the integral action of an idealized PID controller Note 1 to entry The integral action acts to trim the controller error to a value of zero. The rate of trim is proportional to the magnitude of the error and indirect proportional to the integral action time, as shown in Figure 5. Note 2 to entry The integral action coefficient K_I (also known as "integral gain") is the reciprocal value of the integral action time ($K_I = 1/T_I$). Reset time is defined by $T_i = K_p/K_I$.	T_I	s
3.6.12	derivative action time	constant of the derivative action of an idealized PID controller Note 1 to entry The transfer function ($T_D \times s$) can practically be realized only approximately by a DT_1 transfer function, i.e. a derivative term multiplied by a first-order lag element: $\frac{K_{1D} \times T_{1D} \times s}{1 + T_{1D} \times s}$ The step response of such a transfer function is shown in Figure 6. For small values of T_{1D} the following approximation applies, which represents the idealized derivative action: $T_D = K_{1D} \times T_{1D}$ Rate time is defined in parallel structured PID-controllers by $T_d = K_D/K_p$, with derivative action coefficient $K_D = T_D$.	T_D	s

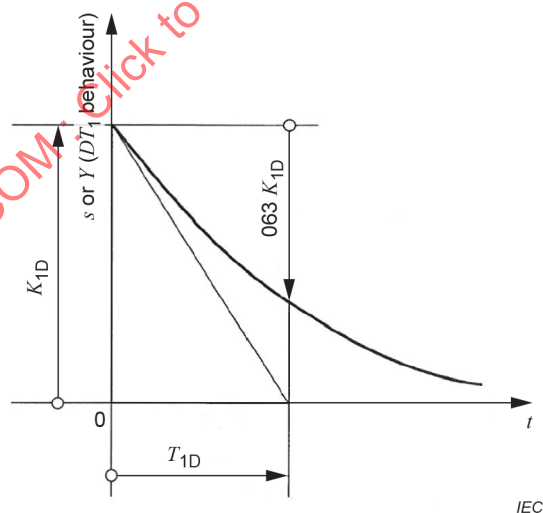


Figure 6 – Derivative time constant

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.13	dead band	maximum band between two values inside of which the variation of the controlled variable does not cause any governing action SEE: Figure 7.	i_x	–
3.6.14	insensitivity	one-half of the dead band	$i_x/2$	–

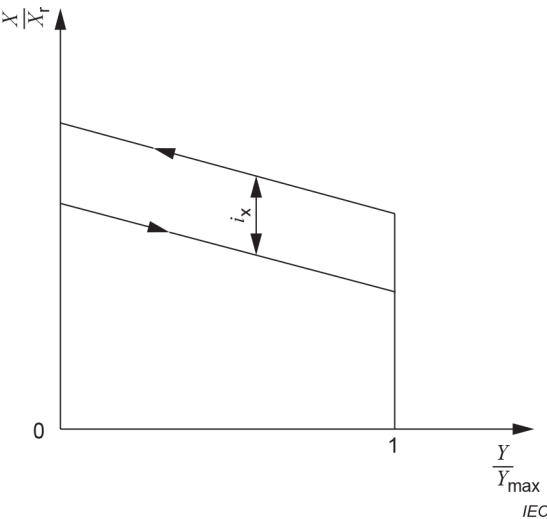
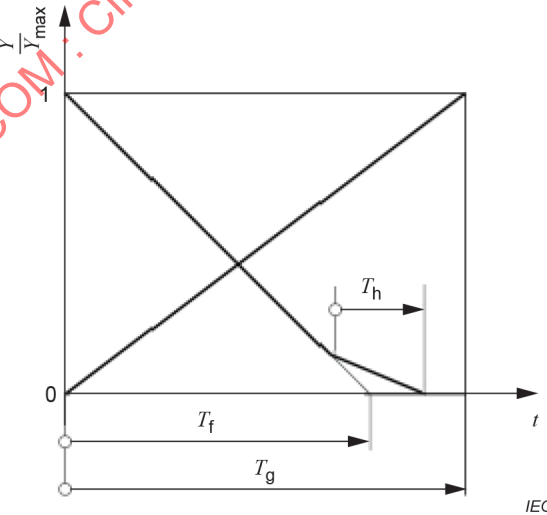


Figure 7 – Dead band

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.15	minimum servo-motor opening/closing time	opening/closing time for one full servomotor stroke at maximum velocity, cushioning times disregarded SEE: Figure 8. Note 1 to entry: Minimum servomotor opening and closing times are the result of hydraulic transient calculations.	T_g, T_f	s
3.6.16	servomotor cushioning time	elapsed time during which the rate of servomotor travel is retarded, beginning at specified servomotor position Y_h/Y_{max} to full closed position SEE: Figure 8.	T_h	s



NOTE In case of stepped opening/closing velocities a diagram should be provided.

Figure 8 – Minimum servomotor opening/closing time

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.17	time constant of the servo-positioner	time constant of an approximated behaviour of the servo positioner using a first-order lag element PT1: $\frac{Y}{Y_o} = \frac{1}{1 + sT_y}$ Note 1 to entry T_y can be calculated approximately from T_m : $T_y = T_m/K_{pm}$, see 5.4.3.	T_y	s
3.6.18	time constant of the servo-motor	reciprocal value of the slope of the curve which represents the servomotor velocity dy/dt as a function of the relative position u of the last controlling valve $T_m = \frac{1}{\frac{d(dy/dt)}{du}}$ Note 1 to entry For practical purposes T_m can be calculated by a linear approximation, see Figure 9. This approximation is only valid within an interval $-\frac{1}{T_f} < \frac{dy}{dt} < \frac{1}{T_g}$ because the velocity is limited outside of this interval	T_m	s

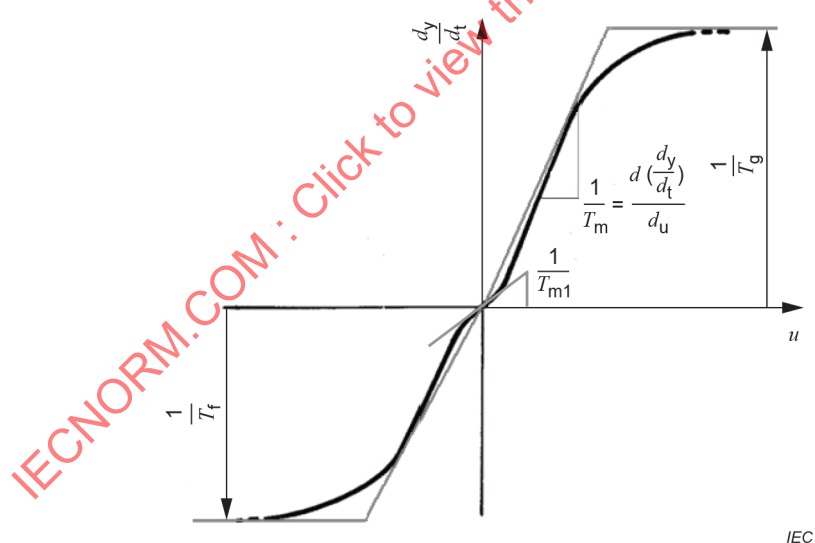


Figure 9 – Time constants of the servomotor/servo-valve combination

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.19	time constant of the main control valve	reciprocal value of the slope of the curve which represents the main control valve velocity dy_v/dt as a function of the relative position u_v of the pilot valve $T_v = \frac{1}{\frac{d(dy_v/dt)}{du_v}}$ Note 1 to entry For practical purposes T_v can be calculated by a linear approximation (similar as in Figure 9 for T_m).	T_v	s
3.6.20	servo-positioner inaccuracy	maximum possible change in the servomotor position which can occur for a given constant value of the input signal of the servo-positioner SEE: Figure 10.	i_a	–

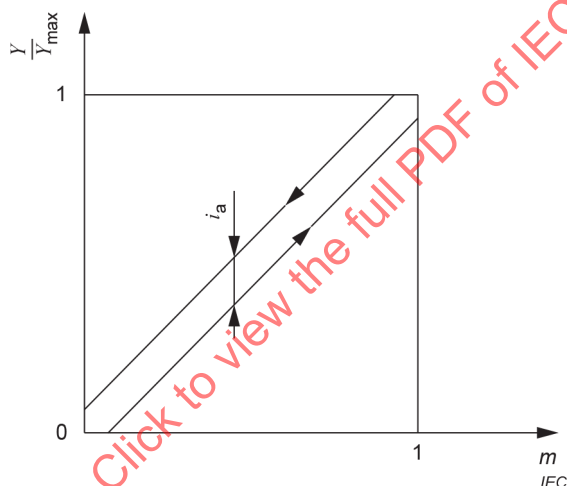


Figure 10 – Servo-positioner inaccuracy

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.21	proportional gain main control valve controller	proportional gain (see 3.6.10) of the main control valve controller	K_{pv}	–
3.6.22	proportional gain servomotor controller	proportional gain (see 3.6.10) of the servomotor controller	K_{pm}	–
3.6.23	governing system dead time	time interval between a specified change in speed or command signal and the first detectable movement of the servomotor SEE: Figure 11.	T_q	s

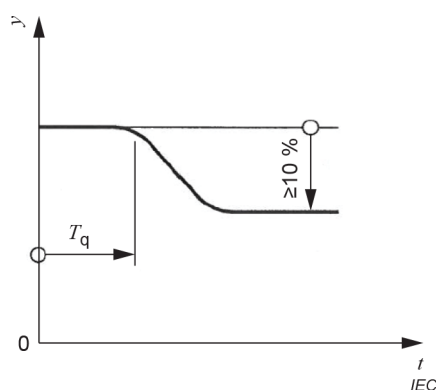


Figure 11 – Governing system dead time

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.6.24	actuating energy	required energy for one servomotor stroke under the minimum required pressure $p_R = E_R/V_S$ considering the most critical operation conditions	E_R	N · m
3.6.25	servomotor volume	oil volume of the servomotors	V_S	m ³
3.6.26	tripping oil volume	oil volume of the pressure tank at the tripping point (between p_T and p_R , see Figure 28)	V_T	m ³
3.6.27	usable oil volume	usable oil volume between $p_{o \min}$ and p_R SEE: Figure 28.	V_u	m ³
3.6.28	residual oil volume	oil volume of the pressure tank after a full-load shut-down from the tripping point SEE: Figure 28. Note 1 to entry The residual oil is not usable.	V_{res}	m ³
3.6.29	design oil pressure	design pressure of the oil pressure tank	p_D	Pa ^{a)}
3.6.30	operating oil pressure	operating oil pressure under normal operating condition	p_o	Pa ^{a)}
3.6.31	tripping oil pressure	when the tripping pressure p_T is reached a shutdown is released, this implies $p_R < p_T < p_o < p_D$	p_T	Pa ^{a)}
3.6.32	minimum required pressure	minimum required pressure in the oil servo system	p_R	Pa ^{a)}

a) The unit bar is also used.

4 Governing system structure

4.1 General

The governing system of hydraulic turbines consists of the following main parts:

- electronic governor;
- oil hydraulic governor;
- electro hydraulic converter (as interface between both other parts).

The control functions are implemented in the electronic governor.

The oil hydraulic governor supplies the pressurized oil required for governing.

The servo-positioner performs the positioning of the servomotor and consists of the positioning control function in the electronic governor, the electrohydraulic converter and the required position measurement devices.

The combination of various control functions with the servo-positioners leads to certain typical governing system structures.

4.2 Main control functions

4.2.1 General

According to the control modes at the turbine governing level, the following major control functions can be distinguished:

- speed control;
- power output control;
- water level control;
- opening control;
- flow control.

In some systems, combinations of these control functions also occur.

4.2.2 Speed control

The purpose of the speed control basically is to maintain constant frequency. In the various modes of operation this means that:

- in the isolated operation with only one unit (small grid), the actual speed and therefore the frequency correspond to the command signal setting; in the island operation with more than one unit (medium grid), the speed control contributes to the frequency control through the permanent droop avoiding oscillation between the units;
- in the operation on a big grid, where the speed is determined by the grid frequency, the speed control contributes to the grid frequency control through the permanent droop and the dynamic characteristics of the controlled system;
- in the no-load mode (before synchronization and after separation from the grid), the actual speed corresponds to the command signal or the actual grid frequency with some small deviation.

4.2.3 Power output control

The power output control with a separate power control function is applied with the unit connected to the grid. Its purpose is to control the power output of the unit according to a power command signal irrespective of head variations. Frequency variations can influence the power output additionally via the permanent droop.

4.2.4 Opening control

The opening control serves to position the opening of the servomotor according to an opening command signal, either as a follow-up control in a superimposed control mode (for example speed control) or as a specific operating mode in grid control. In that last case, the usual configuration includes the permanent speed droop, which creates the relationship between the frequency of the grid and the opening of the servomotor, around the opening set-point from the unit control system.

4.2.5 Water level control

For run-of-the-river hydropower plants, it is often required to control the water level of the upper part of the river, in order to keep it relatively constant or inside a specified range around a fixed value. The corresponding water level control is usually operated by an external control function in the power plant control system. But in some cases, it can also be managed by the turbine governing system itself.

In the first case, by using an external water level control, the water level control operates as a secondary control function. For that, it compares a water level measurement with a level set-point or level limit values, and by a specific algorithm, modifies the command signal of the main controller of the turbine governing system (flow or opening or power controller), in order to control the water level. Attention should be paid, in case of participation of the unit to the frequency control of the grid, that time constant of the water level control shall be large enough, in order to allow the action of the primary frequency control, with a duration as required by the TSO (transmission system operator) according to the corresponding grid code.

In the second case, the internal water level control function also compares the level measurement with the level set-point or level limit values and modifies the command signal to the servo-positioners, or to the opening control including the permanent speed droop. If there are several units in the power plant, a level-opening droop (see 5.3.2) shall be implemented in each governor, in order to fix the operating point of each unit.

4.2.6 Flow control

For run-of-the-river hydropower plants, especially in case of several cascaded power plants along a river, it can be required to control the flow across the different turbines in operation in the concerned power plant (see 11.4). With that objective, a flow controller can be implemented as part of each turbine governing system or at a higher control level.

The actual flow is generally an indirect measurement, i.e. calculated using characteristic curves as a function of guide vane opening, runner blade opening or needle position, if necessary, also dependent on the head.

In case of participation of the unit to the frequency control of the grid, attention should be paid that time constant of the flow control has to be large enough, in order to allow the action of the primary frequency control, with a duration as required by the transmission system operator (TSO) according to the corresponding grid code.

4.3 Configurations of combined controllers

4.3.1 General

In combined systems, control modes are assigned to different control functions. However, the output of the combined system acts the same main servo-positioner through the opening set-point.

Thereby, a bump-free switch-over between modes requires attention. In case of separate control functions, parameters shall be set according to the respective control loop. The speed control function always remains functional for safety reasons, e.g., to take over in the case of a load rejection or transition to island grid.

Other configurations than described in the following are possible.

4.3.2 Parallel structure

Two control functions are arranged in parallel and actuate one or several servo-positioners via a selector or a summing point, see in Figure 12 an example with parallel speed and power output control functions.

If a selector is applied, it often includes a maximum/minimum function for the speed control loop to prevail in the case of a load rejection.

If a summing point is applied, the switching of signals is avoided, but the power output control function (or other control function) influences speed control additionally and shall be set to ensure stability.

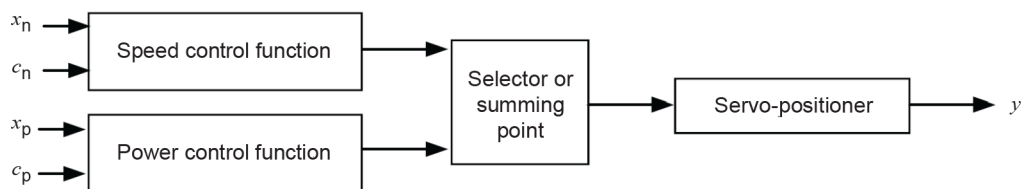


Figure 12 – Governing system with speed and power output control functions in parallel

Figure 13 shows a similar arrangement with water level control function.

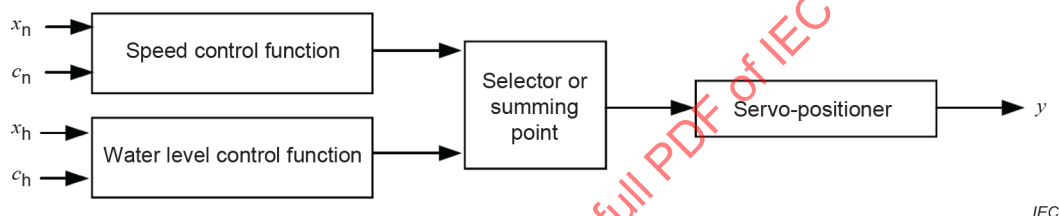


Figure 13 – Governing system with speed control function and water level control function in parallel

4.3.3 Series structures

The power output control function or the water level control function precedes the speed control function. They modify the set-point of the speed control function, see Figure 14.

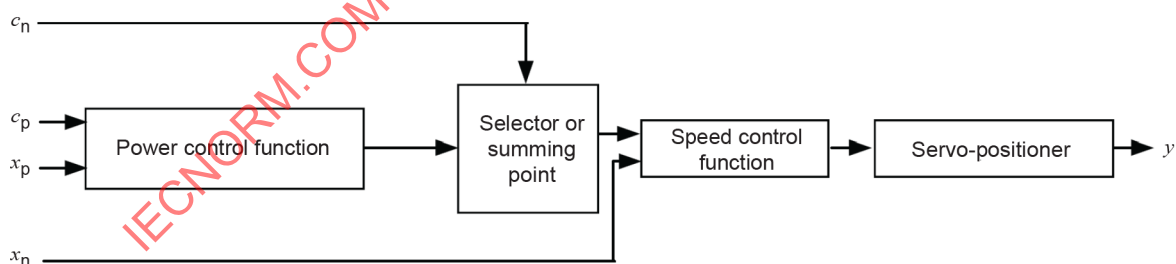


Figure 14 – Governing system with power output and speed control functions in series

4.4 Special control functions

4.4.1 Feed forward control

Feed forward is a control strategy that can be used with any closed loop controller to decouple the set-point response from the controller gain settings. Feed forward can be used to optimize the set-point response without having to increase the controller gains to values that would result in an unstable unit.

Feed forward can be implemented in many different ways depending upon the structure of the closed loop controller.

Figure 15 shows a general block diagram for implementing feed forward using the control function set-point also as set-point input for the feedforward function. The set-point input for the feedforward function can however also be derived in a more complex way.

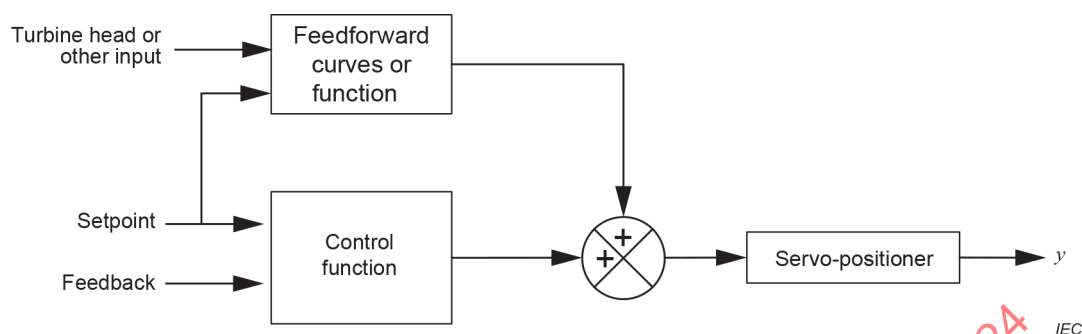


Figure 15 – Schematic diagram of a turbine governing system with feed forward

This method of feed forward allows a hydro unit to meet the response requirements set by the transmission system operator (TSO) and can be used to enable a hydro unit to provide additional ancillary services related to load following by scheduling or dispatch.

4.4.2 Surge tank level or pressure feedback

In certain configurations of hydropower plants, the PID traditional speed-load controllers of the turbine governing system are not sufficient to achieve a stable behaviour of the plant in grid connection mode. This could be the case of hydraulic turbines supplied by long penstocks, or by penstocks connected to a surge tank with a horizontal cross-section smaller than the Thoma area, due to economic considerations: in that case, the waterway can have an oscillatory response with an "anti-regulation" power effect and a low damping.

In such a situation, an additional control function including a waterway dynamics compensation system could be added to the digital governor, in order to improve the damping of the whole system, in a completely stable manner.

A typical design of such a compensation system could be as follows: the feedback compensation control function receives a measurement signal of the penstock water pressure (or of the surge tank water level), with the following objective. After a load reduction, when the water pressure or surge tank water level is increasing, the controller's action counteracts this increasing by opening the guide vane of the turbine. Concerning the design of the corresponding control function, it could be mainly based on a derivative action on the water pressure or level measurement.

This compensation system could then provide an improvement in the stabilization of the oscillations of water inside the penstock or surge tank after disturbances such as loss of neighbouring units, power set-point changes, frequency disturbances.

It should however always be kept in mind, that the positive effect of this method on the overall pressure fluctuation will have undesired effects in the initial response of the controlled variable (e.g. speed or power).

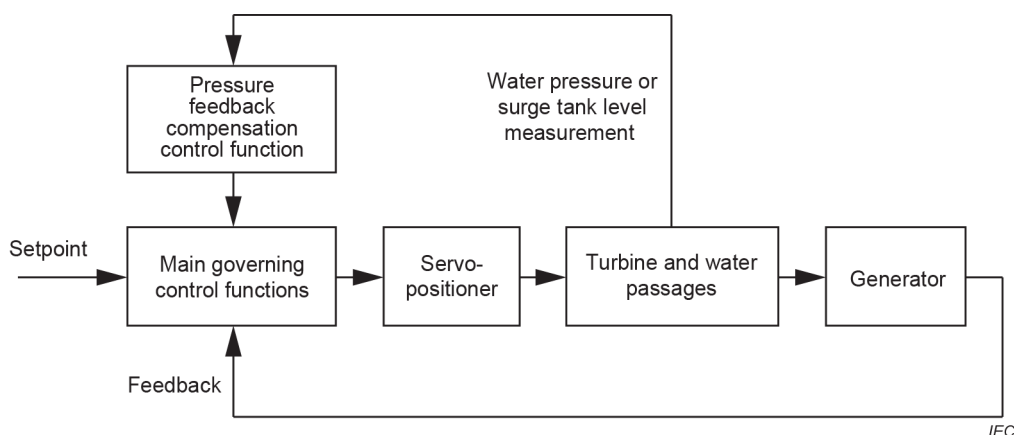


Figure 16 – Schematic diagram of a turbine governing system with an additional pressure feedback compensation control function

This method of pressure feedback compensation can also be used for some pumped storage power plants, where pump-turbines are difficult or even impossible to be synchronized when they operate too close to the hydraulic stability limit. The additional pressure feedback control function allows to extend the stability domain of the speed control loop in no-load operating mode, in order to cover the specified range of grid frequency.

4.5 Pump-turbine control

4.5.1 General

For pump-turbines two main control alternatives are available: the conventional pump-turbine control and the adjustable variable speed pump-turbine control.

4.5.2 Conventional pump-turbine control

Conventional pump-turbines operate principally in two different modes, the turbine mode and the pump mode. In turbine mode all other clauses of this document apply.

In pump mode the required governor function is restricted to the determination of the optimum guide vane opening as a function of head as shown in Figure 17.

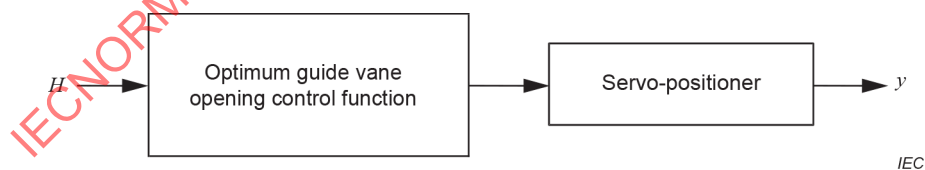


Figure 17 – Governor function in conventional pump mode

4.5.3 Variable speed pump-turbine control

4.5.3.1 General

In variable speed pumped storage systems an additional degree of freedom exists: in case of turbine mode speed as well as power output can be controlled independently of each other in a combination of turbine control and generator control.

4.5.3.2 Pump mode

In pump mode, the task of the governor is to position the guide vane opening at the optimum as a function of the head and of the set-point of the power. The configuration is shown in Figure 18.

The power of the generator-motor is controlled by the generator converter; the shaft speed is a result of the equilibrium between this power and the rest of the system.

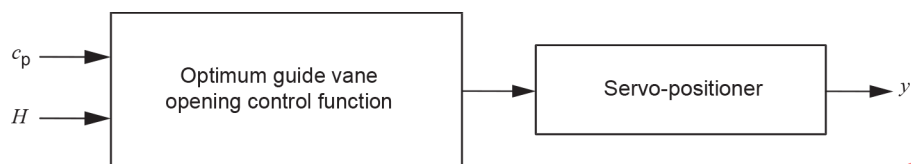


Figure 18 – Governor function of variable speed pumped storage systems in pump mode

4.5.3.3 Turbine mode

4.5.3.3.1 General

In turbine mode, two alternatives of control exist.

4.5.3.3.2 Power based control in turbine mode

On the power-based control in turbine mode, the task of the governor is to control the power according to the output power set-point. The configuration is shown in Figure 19.

In this case the rotating speed is controlled by the generator converter.

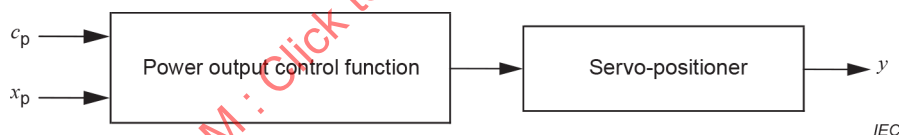


Figure 19 – Governor function of variable speed pumped storage systems in turbine mode with power output based control

4.5.3.3.3 Rotating speed based control in turbine mode

On the rotating speed based control in turbine mode, first the optimum set-point for the rotating speed is calculated as a function of the head and the power. Using this optimum set-point the rotating speed of the unit is controlled. The configuration is shown in Figure 20.

In this case the power output is controlled by the generator converter.

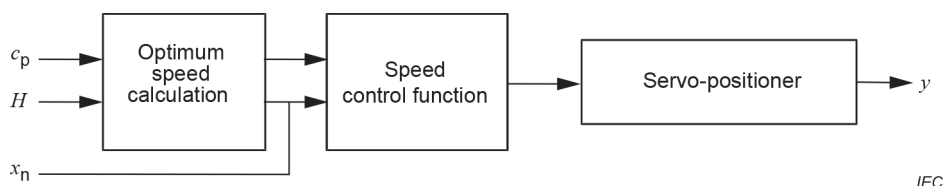


Figure 20 – Governor function of variable speed pumped storage systems in turbine mode with rotating speed based control

4.6 Manual control

Manual control is a way to set the turbine opening(s) using the servo-positioner(s) or directly via the actuator(s). In any case, the unit's safety shall be kept by the overspeed protection.

Manual control can be desirable to allow a continuation of power generation in the case where the governor control loop or parts of it are out of order. Manual control can also be helpful in the commissioning phase of turbines and for maintenance activities.

The following general possibilities can be implemented as manual controls.

a) Manual control using the servo-positioner as part of the electronic governor

The positioning loop for manual control is an integral part of the electronic governor, that means manual control is only available when the electronic governor functionality is not impaired. All supervision functions are active during the operation of the turbine.

If higher availability including the manual control is required, a redundant configuration of the electronic governor can be used. After the failure of one of the systems, the redundant one will take the control keeping the complete functionality.

b) Manual control by independent servo-positioner

In this case the servo-positioner is fully independent of the electronic governor and the input to it is changed over from the output of the electronic governor to manual operation. An independent power source and other redundancies can be arranged to enhance the system availability.

c) Manual control by electronic actuation

The distribution valve assembly or other separate valves are actuated by electronical means over a path independent of output of the electronic governor.

d) Manual control by mechanical actuation

The distribution valve assembly or other separate valves are actuated by mechanical means independently of the output of the electronic governor

4.7 Linearization

For some control functions it is advisable that the relationship between the set-point value of the controlled variable and the servomotor position is linear. In order to achieve that, a linearization function can be introduced. This function can be implemented as a single curve or a set of curves including additional input signals, e.g. the value of the head.

For example, the non-linear relation between the servomotor position and the power output can be linearized introducing a function including additionally the head as input.

4.8 Limitation functions

In order to avoid unfavourable conditions of the unit, it's often required that either opening or power output limitation functions, or both are implemented in the electronic governor.

Examples for such limitation functions are:

- in case of a temporary problem of the penstock connected to a turbine which implies to reduce the discharge through the turbine, an opening limitation, with dependence of the head, can be introduced to limit the corresponding discharge;
- in case of turbine's, generator's or transformer's technical problems (for example overheating or insufficient quality of insulation), a simple solution is to reduce the output power of the unit at a certain value, until such problems have been solved; this can be made by the implementation of a power output limitation in the turbine governing system, and by tuning the corresponding value of limitation.

Before introducing such limitations, special attention shall be taken to the safety topics and specially to the question of the consequences of failures in the electronic governor. The opening and power output limitation should generally ensure quick action and always show a stable behaviour with small (or better without) overshoot and as small as possible residual power oscillations.

4.9 Bumpless control modes transition

When a transition from one control mode to another is performed switching a selector (Figure 12, Figure 13, Figure 14) the control functions which become active shall follow up in a bumpless way.

Examples

- The power output control function command signal follows the actual power output signal in the speed control mode.
- The speed command signal follows the actual frequency signal in the power output control mode.
- The manual control set-point follows the actual servomotor position in the various control modes.
- In the case of remote control, the respective local controls shall follow the respective command signals.

4.10 Optimization control

Special control configurations can be provided to optimize the system with respect to the overall plant efficiency, the running smoothness or other criteria.

Examples:

- optimal relation between guide vane and runner blade position (cam relation, see 6.4);
- control of multiple needles in Pelton-turbines (see 6.3.4);
- individual control of guide-vanes (see 6.3.4);
- variable speed control for pump-turbines (see 4.5.3).

5 Functional performance

5.1 General

This clause deals with the overall performance criteria for a governing system. As the performance of a turbine governing system will strongly depend on the characteristics of the individual controlled system, some guidance is offered first regarding its modelling and digital simulation.

After that, recommendations are given for the ranges of parameter settings for a PID configuration as the most common example for control algorithms in the governor. Other control strategies can be applied if suitable or desirable for superior performance in relation to PID-controllers.

Additionally, some considerations are listed for the tuning of governor systems.

5.2 Modelling and digital simulation

5.2.1 General

Generally speaking, in the case of new hydropower schemes, a mathematical model of the total system is valuable for an optimization of the transient behaviour, unless the system is either straightforward or similar, or both to existing plants. The same applies to the modernization of existing plants. The purpose of such computations can relate to three areas:

- physical dimensioning of components of the plants;
- demonstrating the dynamic behaviour of the system (resonance phenomena, etc.);
- governing system analysis and optimization.

These computations shall be based on a representative model of the system components, such as:

- the water passages;
- the turbine with its mechanism;
- the essential generator characteristics either in the island grid mode or the interconnected grid mode, or both;
- the grid characteristics;
- the turbine governing system.

All the mentioned areas of interest can in principle be served by the same models while the mathematical approach can vary. Whilst physical dimensioning of components of the plant shall be based on computations in the time domain, the dynamic behaviour of the total system can also be evaluated in the frequency domain. Control performance can be treated by both complementary studies, depending of the complexity of the installation or of the stability difficulties, or both:

- in the frequency domain with respect to small deviations from the steady state, in order to observe the poles of the system in the closed loop and to calculate the stability margins;
- in the time domain, either for small deviations in order to examine the overshoot and the damping of oscillations, but also for large deviations where non-linearities are significant.

If mathematical investigations of the dynamic behaviour in the frequency domain are applied, a suitable variable such as the guide vane opening shall be subjected to sinusoidal variations (frequency analysis). Thereby all relevant frequency ranges shall be considered at which excitations can occur, e.g. suction tube vortices in Francis turbines or resonances such as with natural frequencies of tunnel, penstock or the generator, or combinations of them. Thereby it should be noted that calculated natural frequencies of the hydro system can be inaccurate because the wave travel speed cannot be determined precisely.

For investigations with the aim of an optimization of the parameter settings of the governor, calculations in the time domain offer the advantage of considering non-linearities. Usually an integral criterion is applied, e.g.

$$\int |x - x_c| \times dt = \text{minimum}$$

or

$$\int t \times |x - x_c| \times dt = \text{minimum}$$

There are computer programs available which systematically vary the parameters and select a set of optimal values. By applying this method to the complete operating range, the setting of an adaptive governor can also be determined.

Optimization of the parameter setting of the governor in the frequency domain requires a linearized model, which can be derived from the complete non-linear model. It allows the analysis of stability margins. The set of optimal parameters can, for example, be determined by positioning the poles, i.e., the roots of the characteristic equation for optimal performance. This requires some experience.

The degree of detail in the modelling of a plant depends on the requirements with respect to controllability of the plant.

The effort even for smaller systems can be relatively costly. The following can help to make a judgment about how far the modelling should be carried in individual cases.

5.2.2 Water passages

- For the simulation of the water passages, the compressibility of the fluid and the elasticity of the penstock material shall be taken into account. For dimensioning and resonance studies, this should also be applied on tunnels and on galleries and shafts of surge tanks. If in the time domain the length and section of the waterway changes, then water and walls of this part can usually be regarded as incompressible and inelastic.
- A separate analysis of the tunnel/surge tank section and the penstock/turbine section is desirable to determine extreme values of the surge tank water level and maximum unit transient variables such as speed and pressure rises, respectively. System oscillations and governing system behaviour can only be reliably judged on the basis of the total system description.
- In surge tank calculations, energy dissipators such as throttles and the fluid inertia shall be taken into account.
- In low head plants, the inertia of water masses in the head and tailwater housings of the turbine shall be taken into account, while the elasticity can be neglected. Surge phenomena in either headwater or tailwater canals, or both can also be relevant.

5.2.3 Turbine, generator, electrical grid

- The turbine characteristics should be defined as input data for the investigation. The speed control of Pelton turbines can pose difficulties due to the lack of a negative torque and of the non-linearities introduced by the deflector. For island operation, the quality of the control can be increased by controlling the deflectors.
- For investigations on the resonances of the unit in interconnected grid mode, the damping factor of the generator should be taken into account.
- The stability of frequency control in island grids depends on the type of load, such as resistor, motor or combined loads. The resistor type load is the most stringent requirement.

5.2.4 Control concept

It is to be expected that PID control functions will also in the future remain in use for many plants for speed, power and water level control. Higher order algorithms, e.g., state control schemes will be used for the more complex system requirements. These higher order control schemes, while necessitating more effort to be implemented, are justified where better behaviour with respect to the magnitude of deviations from steady state and its return to steady state has to be achieved.

It is to be noted that the behaviour of a PID control function can also be enhanced considerably by readily available special additional means, such as feedforward control (see 4.4.1 or the feedback of secondary variables (see 4.4.2).

This in turn justifies the intention of this document to use the PID control function as a basis and reference for recommendations relating to the governing system. The recommended ranges in parameter adjustment will suffice in all normal cases.

Special conditions – extremely low inertias, extremely long penstocks, undersized surge tanks – should be subjected to modelling and digital simulation and can require an extension of the recommended parameter adjustment range.

5.2.5 Hardware-in-the-loop simulation

The time domain based models described above implemented on real-time-simulators can be used for hardware-in-the-loop tests of the digital governing system, see also IEC 60308.

5.2.6 Personnel training

Personnel training in plant operation can be performed either in the workshop or on site. If training is to be carried out on the original governing system, a real-time simulator of the plant can be used connected to the existing SCADA system.

5.2.7 Inaccuracy of plant simulators

All simulations are prone to inaccuracies. This applies to plant simulators, calculations of pressure surges and control parameters, all of which consist of similar elements. There are different reasons for the inaccuracies. In the following, the unavoidable inaccuracies are listed according to their origin.

Regarding input data, distinction shall be made between

- unforeseeable inaccuracies of the input data, and
- specific simplifications made in input data processing.

Examples of unforeseeable inaccuracies of the input data are

- deviations of model characteristic diagrams and curves of the turbines and valves from those of the real plant components;
- deviations of the moment of inertia of the unit;
- deviations of the friction resistances and the resistance coefficients of individual components;
- deviations of the servomotor velocities of guide vane and valves due to hydraulic forces and moments.

These factors cannot be measured in advance and can result in significant differences between simulation and reality.

When preparing the input data, the following systematic simplifications are for instance made:

- simplification of distributing conduits, branches, cones in the water passages;
- adjustment of the partial sections or wave velocities of staggered conduit systems to the computed time intervals;
- simplified consideration of the mass inertia of the water masses in the turbines.

Generally, the effects of these systematic simplifications can be kept within acceptable limits when being dealt with carefully.

For relatively slowly evolving processes, which are subject of governor design and testing, inaccuracies due to the following assumptions can be accepted:

- using the streamline flow theory thus neglecting multi-dimensional influences;
- neglect of the speed energy of flow;
- using steady-state characteristic diagrams and curves;
- Treatment of continuous transient processes with a discrete-time simulation based on a chosen cycle time.

5.3 Characteristic parameters for PID-controllers

5.3.1 General

The following subclauses relate to the characteristic parameters of a PID control function with permanent droop. It does not cover relevant parameters for other higher algorithms or control strategies.

5.3.2 Permanent droop

For units participating to the grid frequency control, the permanent droop b_p establishes a defined relationship in the steady-state condition between the relative frequency deviation (i.e. rotational speed deviation), and the relative deviation of the position of the servomotor or of the power output, e.g.: $x_n + b_p \times y = 0$

- using the relative position of the servomotor, b_p is usually defined as "speed-opening droop" or "frequency-opening droop";
- using the relative power output, b_p is usually defined as "speed-power droop" or "frequency-power droop".

Recommended minimum setting range of the permanent droop for frequency control: 0 % to 10 %.

For example, with a value of 5 % = 0,05 of frequency-power droop, a unit connected to the grid with a steady-state frequency deviation of -1 % (i.e. -0,5 Hz on a 50 Hz power system) will increase its power output by $\frac{-(-1 \%)}{(0,05)} = 20$ % of the rated power output P_{Gr} .

For additional information regarding the permanent droop in grid frequency control, see Annex B. A principle functional scheme of permanent droop using the output power is given in Figure B.1.

For units participating to a water level control (with a water level control function implemented in the governor), the permanent droop – defined in this case as "level-opening droop" – establishes a defined relationship in the steady-state condition between the relative water level deviation and the relative deviation of the servomotor position, e.g.: $x_z + b_p \times y = 0$.

5.3.3 Proportional action coefficient K_p , integral action time T_I , and derivative action time T_D

The parameters K_p , T_I and T_D establish the transient response of the governor. The desired transient response can be achieved with different representations of the PID structure, see Annex A.

The suitable adjustment of the parameters depends on the controlled system and shall be selected to provide a satisfactory transient response. Depending on the mode of operation, different sets of adjustments can be necessary, e.g.

- with speed control:
 - in no-load mode;
 - in an island grid mode (in some cases required only for part load);
 - in operation on the grid (over the complete power range).
- with combined power output and speed control:
 - in parallel, see Figure 12
 - in series, see Figure 14
- with combined water level and speed control, see Figure 13.

For different control modes the following values are typically set:

a) Proportional action coefficient K_P

- speed controllers: between 0,6 and 10
- power output controllers: between 0,1 and 10.

b) Integral action time T_I

between 0,1 s and 20 s.

(For water level control, considerably higher values can be applicable)

c) Derivative action time T_D

between 0 and 2 s.

where the relation $T_{1D}/T_D = 1/K_{1D}$ (see 3.6.11) is generally between 0,1 and 0,2.

5.3.4 Tuning of turbine governing systems

5.3.4.1 General

One significant difference of the hydropower plants in comparison with the thermal plants is the influence of the waterway dynamics (inertia, action of water hammer) and its effect on the hydraulic power input at low frequencies: this leads to the non-minimum phase effect, which limits the attainable closed loop bandwidth for stability of the whole governing system including the turbine and the corresponding water passages.

New digital turbine governing systems can flexibly be tuned for the different operating modes of the unit, such as no-load, interconnected grid connection or island grid connection, with different corresponding sets of parameters.

5.3.4.2 Dynamic performance analysis

The determination of adapted parameters for no-load operation is generally done on-site during the commissioning period of the governing system with corresponding field tests, whereas the parameters for the grid connection modes can be determined in advance, generally by using computational simulations before the on-site implementation during field tests.

Subclause 5.2 gives some general ideas concerning the modelling and digital simulation that can be carried out in order to predetermine the tuning of a turbine governing system of the hydropower units.

With this objective, the general control theory and corresponding tuning methods can be applied, by using time and in special cases also frequency domain analysis, with the aim to find an adequate compromise between fast response time, stability and robustness.

The dynamic performance analysis can be made for the interconnected grid operating mode and in the island grid operating mode.

In the case of the interconnected grid operating mode, the analysis should also take into account the requirements of the corresponding grid code: in general, when the power plant is operating in primary and secondary grid frequency control (see Annex B), these requirements are mainly detailed in terms of maximum allowed value of response time of the power output for a given frequency disturbance, and sometimes also with a maximum allowed value of overshoot. The scope of the analysis shall be defined in each individual case and can include a number of different operating points (e.g. values of water head and power output set-points).

Attention should be paid that because of physical reasons in certain cases such requirements can be difficult or even impossible to be met, (see Annex C). In some of those cases the choice of a more complex structure of control system, with adequate corresponding parameters, can be an advantage.

For the island grid operation mode, the analysis should consider small and large load disturbances. For large disturbances, a special attention should be paid on the minimum servomotor opening and closing times, and the analysis can determine the maximum value of the load variation which leads to the required maximum value of frequency deviation. As for the interconnected grid operation mode, for the analysis different operating points can be defined.

5.4 Other parameters of the governing systems

5.4.1 Command signal adjustments for controlled variables (speed, power output, etc.) and load limiter

a) Command signal ranges

Typical adjusting range:

- for speed controls: -10% to $+10\%$.

b) Command signal rates

The rates shall be in accordance with the fastest servomotor stroke rates as defined by the limiting orifices (see also 5.4.4).

5.4.2 Governor insensitivity $i_x/2$

The governor insensitivity includes the whole chain from the measuring sensor to the position of the servomotor.

Recommended limits:

- speed control: $i_x/2 < 2 \times 10^{-4}$
- power output control: $i_x/2 < 1 \times 10^{-2}$
- water level control: $i_x/2 < 1 \times 10^{-2}$
- flow control: $i_x/2 < 1 \times 10^{-2}$

In case of less stringent requirements relative to grid frequency control, $i_x/2 < 2 \times 10^{-2}$ can be acceptable for the speed control function. This can apply for grids, in which larger frequency deviations occur frequently.

NOTE For water level control deviating from Figure 5 instead of the rated value X_r the range of variation ($X_{\max} - X_{\min}$) shall be used.

5.4.3 Dynamic characteristics of servo-positioner

Figure 21 shows a linear dynamic model which can be used to represent a servo-positioner, assuming that the characteristics of all parts are suitable to guarantee good conditions of linearity to the system in the range of operation. The linear model does not contain the limitation of the maximum velocity of the servomotor.

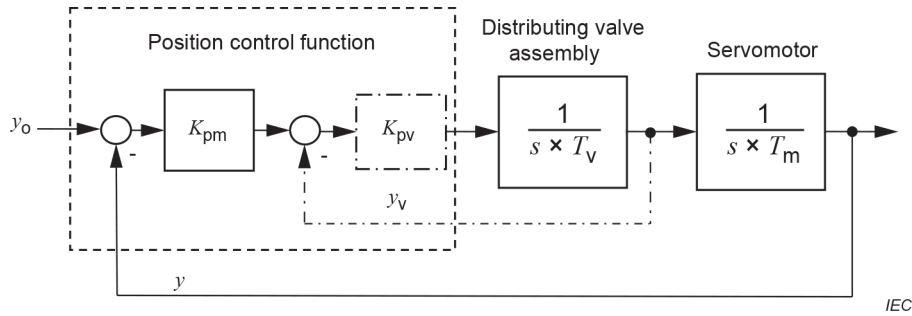


Figure 21 – Servo-positioner control loop – simplified dynamic model with P-controllers

For two stage configurations, the servo-positioner control loop can be regarded as two cascaded closed loops:

- a) Outer loop (servomotor position control loop, with y as opening signal feed-back)
- b) Inner loop (distributing valve assembly control loop (optional), with y_v as feed-back)

These loops have different time constants (the inner loop is significantly faster than the outer loop). For simplified analysis, the time constant of the inner loop can be neglected and the cascaded closed loops of Figure 21 can be simply represented by the transfer function of Figure 22:

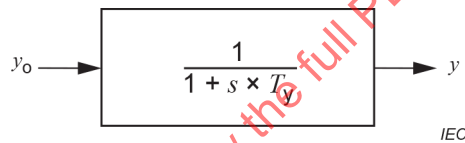


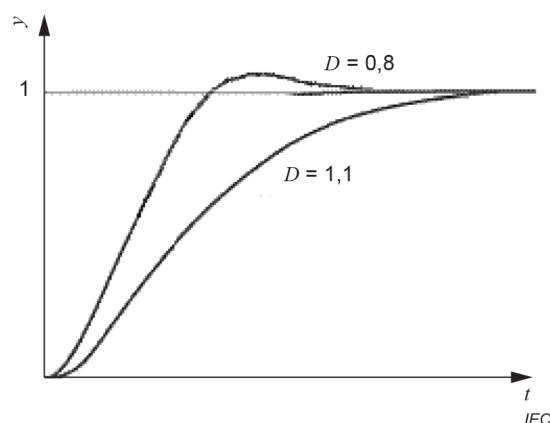
Figure 22 – Servo-positioner control loop – simplified dynamic model

Considering the above-mentioned simplification, the time constant of the whole servo-positioner T_y is approximately

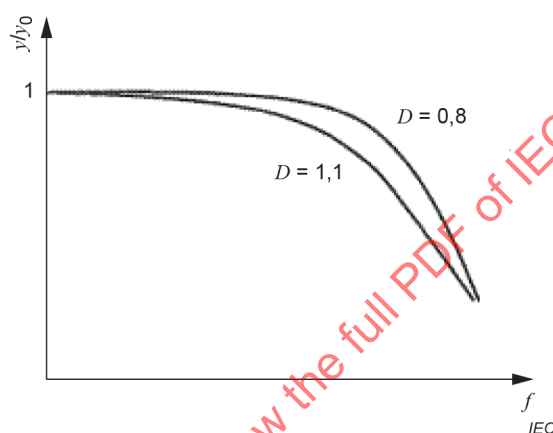
$$T_y = T_m / K_{pm}$$

In order to provide a good global governing system performance, it is necessary to keep servo-positioner dynamic parameters in the correct range. With the objective of increasing the reaction velocity of the servo-positioner, sometimes a derivative action is introduced in the positioning circuit in parallel to the proportional action.

In practical cases the setting shall yield a response corresponding to a damping ratio D between 0,8 and 1,1 (see Figure 23).



a) Time step response



b) Frequency response

$D < 1$ periodically damped case

$D > 1$ aperiodic case

Figure 23 – Time step response and frequency response of the output of the servo-positioner

5.4.4 Parameters of servo-positioner

a) Minimum servomotor opening time T_g and closing time T_f for the entire servomotor stroke, which are separately determined to satisfy water hammer and overspeed limitations. The limiting orifices or other suitable devices are dimensioned such that the actual stroke times in the presence of the highest oil supply pressure and the lowest required regulating capacity will not be lower than the allowable stroke time.

b) Time constant of the servo-positioner T_y

This value is used for modelling and digital simulation of the system.

Recommended values for T_y :

- guide vane/needle: between 0,1 s and 0,25 s;
- runner blade: between 0,2 s and 0,8 s;
- deflector: between 0,1 s and 0,15 s.

Near the zero displacement, higher values of T_y prevail due to overlap and other special geometry features of the control edges of the distribution valves (see T_{y1} in Figure 9).

NOTE 1 If the graph is stepped or if, in a frequency response measurement, the limit velocities of a servomotor are reached, an effective averaged time constant (as a function of amplitude) can be used for computations.

c) Servo-positioner inaccuracy in follow-up arrangement, i_a

It can have a major influence on the dead band i_x and therefore shall be kept small.

Recommended value:

$i_a < 0,4 \% ^2$ for the complete servo-positioning system.

d) Governing system dead time T_q

The governing system dead time T_q results from the combination of a dead time in the electronic controller (sampling time in the microprocessor if applicable) an overlap in the control valve or a series arrangement of several control valves, and clearances in mechanical connections.

Recommended value:

$T_q < 0,20 \text{ s}^2$.

5.4.5 Servo-positioner non-linearity by kinematics

The measured position of the sensor can vary from mechanical position of the actuating device, for example guide vanes or runner blades, due to the kinematic linkages.

In digital governing systems the nonlinearity of the measurement can be compensated by additional correction functions.

In order to improve the quality of the governing system it is advisable to keep servo-positioner non-linearity in a manageable range.

6 Servo positioner configurations

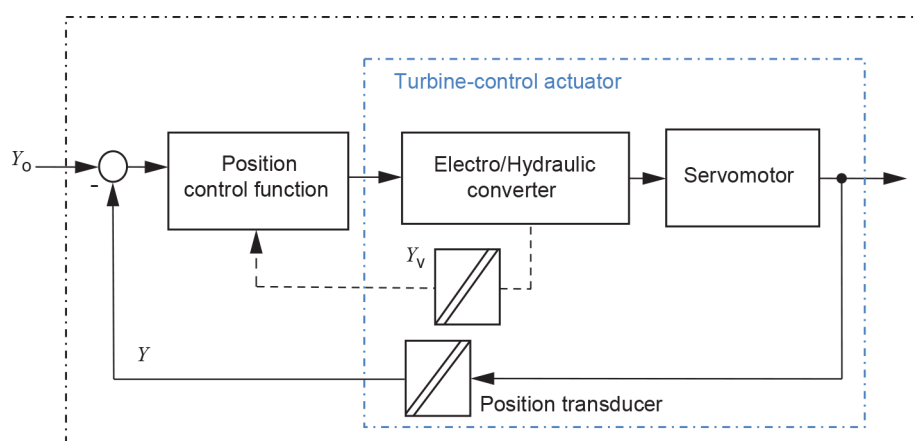
6.1 Servo-positioners

The servo-positioner receives an opening set-point from the main control loop of the turbine governor and positions the servomotor.

The servo-positioner typically includes the following parts (see Figure 24):

- servomotor;
- position transducer;
- electro/hydraulic converter;
- position control function.

² For small power stations, these values can be increased to: $i_a < 0,6 \%$, $T_q < 0,30 \text{ s}$.



Y_o opening set-point

Y servomotor position

Y_v main distributing valve position (in case of two-stage configuration)

Figure 24 – Servo-positioner block diagram

6.2 Configurations of servo-positioners

Depending on the oil volumes to control, the control loop can consist of:

- control valves can be either proportional valves or other types like on/off valves
- distributing valve assembly can be configured as follows:
 - one stage: distributing valve assembly consists only of control valve, which acts directly on the servomotor, electronical or mechanical one feedback to the digital governor of the servomotor position;
 - two stage integrated: the distributing valve assembly has an internal hydraulic amplifier with a second stage, the feedback signal is integrated in the valve, one feedback signal to the digital governor of the servomotor position;
 - two stages: pilot control valve acts on main distributing valve, which drives the servomotor, two feedback signals to the digital governor from main distributing valve and servomotor.

The type of configuration has influence on positioning accuracy and manual control options.

6.3 Multiple actuator control

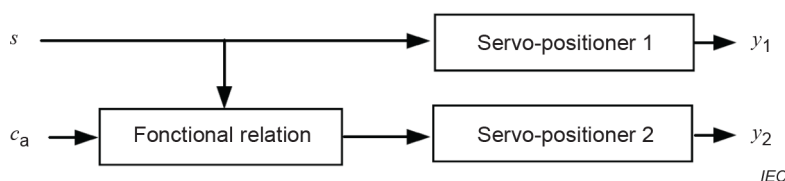
6.3.1 General

In case of multiple actuator control (e.g.: dual control of a turbine with controllable guide vanes and runner blades) the following arrangements are distinguished:

- parallel (see Figure 25);
- series (see Figure 26);
- individual (see Figure 27).

The functional relationship can be defined non-linearly through a single or a set of curves or tables (if applicable an additional signal can be used; e.g.: the head can be used to influence the guide vane – runner blade position relationship).

6.3.2 Parallel structure



s output signal of the electronic governor

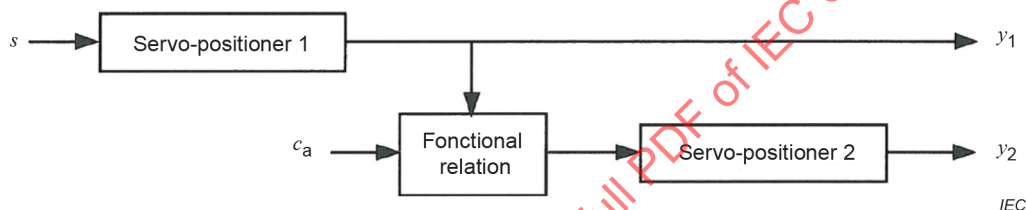
y_1 output signal of servo-positioner 1

y_2 output signal of servo-positioner 2

c_a input signal for the functional relation

Figure 25 – Parallel structure with defined functional relation and an additional signal superimposition

6.3.3 Series structure



s output signal of the electronic governor

y_1 output signal of servo-positioner 1

y_2 output signal of servo-positioner 2

c_a input signal for the functional relation

Figure 26 – Series structure with defined functional relation and additional signal superimposition

6.3.4 Individual control

In the case of individual servomotor control, individual set-points for each servo-positioner are calculated by the controller (e.g.: individual guide vane or individual needle control).

A special design of the turbine control is the provision of individual guide vane servomotors and electro-hydraulic controls, requiring synchronisation, to maintain all guide vanes at the same position. The synchronisation is achieved with the help of mechanical linkages or electronically, depending on the system adopted. In order to avoid instability, the set-points for each servo-positioner can be different.

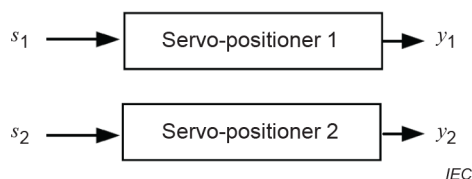


Figure 27 – Structure with different set-points for each servo-positioner

In the case of guide vanes or needles with individual servomotors, monitoring the synchronism of the positioning is recommended. For this purpose, the deviation of the position of each servomotor from the average of the total is monitored. When the deviation exceeds a given limit, a warning or a shut-down is initiated. Also the control deviation of the individual positioning loop can be monitored. If it does not return to approximately zero in a given time span a warning or a shutdown is initiated.

6.4 Dual regulation of turbines with controllable guide vane and runner blade angles

The functional relationship between guide vane and runner blade position is called cam relation.

The head H can be arranged to influence the functional relationship additionally. In the series structure, either the guide vane or the runner blade servo can be in the lead.

The defined functional relationship between guide vane and runner blade angle is generally based on specific or series model test results. The relationship can be verified or corrected on site by index measurements or measurements of the efficiency or other quantities.

6.5 Dual control of turbines with needles and deflectors

The deflector's purpose is to limit the speed increase during load rejections and to control speed under island operation when large perturbations occur. The control can be accomplished in the following ways:

- parallel control of needles and deflector;
- direct control of needles, control of deflector as series structure;
- direct control of the deflector, control of needles as series structure.

6.6 Other relationships

The following examples are related to equipment according to 11.1 to 11.3:

- runner blade and guide vane angle and possibly the position of the servomotor of a draft tube gate following a load rejection to minimize surge;
- guide vane angle and the position of a bypass valve following a load rejection to limit dynamic pressure variations and speed increases;
- guide vane angle and bypass position in normal operation and following a load rejection in the case of combined operation of a power station with an irrigation scheme.

7 Instrumentation

7.1 General

For the various control tasks the following variables are essentially measured:

- rotational speed;
- power;
- water level;
- pressure;
- stroke.

With electrical transducers these items are important:

- freedom from backlash in the mechanical components;
- environmental resistance;
- linearity;
- adjustability.

7.2 Rotational speed

The rotational speed is measured by different methods.

- toothed wheel or pole band, with proximity switch or impulse transducer (e.g. based on Hall-effect);
- speed measurement at the generator via transducers (utilizing the generator voltage or the residual remanence voltage);
- tacho-generators (especially if a free shaft end is available);
- others.

7.3 Power output

The power output is measured via a transducer. The input signal to the governor shall be sufficiently filtered (with care in order to avoid the introduction of an inadequate delay).

7.4 Water level

The water level is measured either directly or indirectly (e.g.: via a float or by using a pressure transducer or a pneumatic transmitter, or other sensors).

7.5 Actuator position (stroke)

Positions (e.g.: feedback signals) are measured by rotational or linear transducers.

In case of linkages, backlash and undue forces shall be avoided (e.g.: in the case of overstroke). In case of cables and driving band, sufficient pre-tension is important. The design of the system shall avoid resonance phenomena with suitable margins of safety.

7.6 Signal transmission from electronic transmitters

For the variables as per 7.2 to 7.5, usually 0 to 20 mA or 4 mA to 20 mA are used for signal transmission from the transmitter to the controller. Signals < 4 mA and > 20 mA are often used for signal monitoring. For signal transmission, shielded or twisted cables are required in order to suppress induction noise.

Alternatively, sensors can be connected remotely in digital form by network protocol. For long distances the use of optical transmission can be necessary.

8 Safety functions and devices

8.1 General

The different types of shutdown sequences of the unit are related to the unit control system and the protection system. The operation of the turbine governing system and associated safety devices or circuits shall be in accordance with the corresponding requirements.

8.2 Quick shutdown and emergency shutdown

8.2.1 General

For the definition of the tripping strategies (e.g.: quick shutdown and emergency shutdown), tripping actions, servomotor shutdown initiating devices, tripping criteria shall be distinguished and combined as follows.

8.2.2 Tripping actions

- moving of the servomotor to the closed position;
- opening of the circuit breaker.

8.2.3 Servomotor shutdown initiating devices

- turbine governor system;
- governor-independent shutdown valve.

8.2.4 Tripping criteria

- mechanical fault;
- electrical fault in the unit;
- serious fault in the governing system;
- emergency shutdown push-button pressed.

8.2.5 Tripping strategies

There are several different tripping strategies widely used as common practice today depending on a combination of different tripping criteria, different servomotor shutdown initiating devices and the corresponding sequence of tripping actions.

The terms "quick shutdown" and "emergency shutdown" cannot be standardized at the time being because the terms are used differently and contradictory today in the international community.

Annex D contains two different widely used strategies and emergency/quick shutdown definitions as examples.

8.3 Overspeed protection device

The following types of protection devices are used:

- electrical speed contacts of a measuring system integrated with and monitored by the governor;
- electrical speed contacts of a measuring system independent of the governor;
- electrical speed contacts switched by a mechanical safety pendulum;
- oil hydraulic tripping device directly activated by mechanical safety pendulum.

8.4 Interlocks

The following types of interlocks are used:

- either electrical or hydraulic interlocks, or both between the governing system and the main shut-off valve or gate to avoid erroneous control modes or dangerous conditions;
- either mechanical or hydraulic interlocks, or both of the guide vane to protect against possible re-opening after quick or emergency shut-downs;
- electrical interlock between needle control and braking (counter) nozzle.

9 Provision of actuating energy

9.1 General

The necessary actuating energy is provided predominantly by oil hydraulics.

The minimum required pressure p_R follows from the required regulating capacity E_R ³ and the volume of the servomotors:

$$p_R = E_R/V_S$$

There are systems with and without accumulators to be distinguished.

Systems with accumulators are preferred, where quick delivery of large amounts of actuating energy is called for (e.g., in the case of power output-frequency control or when stringent requirements in frequency control prevail).

9.2 System with an accumulator

9.2.1 Pressure tank (air-oil accumulator)

For maximum applicable pressure and calculation, the respective rules apply, see Bibliography.

To prevent compressed air from entering into the hydraulic control system, which could result in rapid servomotor travel rates and potentially dangerous hydraulic transients, an oil cut off valve, such as a float valve or external shut off valve shall be used.

The design of such device and its control system shall consider the following aspects:

- safe closing only if risk of air entering the system;
- safe not closing under normal operation.

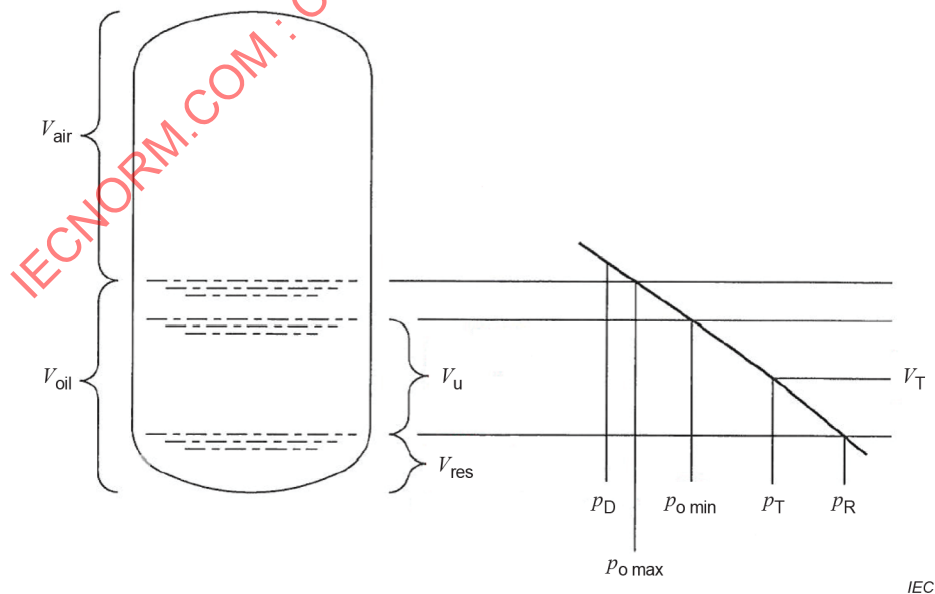


Figure 28 – Pressure tank content and pressure ranges

³ Friction included.

Design pressure, p_D

- Operating pressure range

$$p_{o \max} \quad \text{to} \quad p_{o \min}$$

$$p_{o \max} = (0,80 \text{ to } 1,0) p_D^4$$

$$p_{o \min} = (0,75 \text{ to } 0,9) p_D$$

- Tripping pressure (minimal pressure for emergency shutdown)

$$p_T (p_{o \min} > p_T > p_R)^5$$

- Minimum required pressure

$$p_R = (0,5 \text{ to } 0,75) p_D$$

Recommended usable oil volume

- Single loop control

$$V_u = 3 V_S$$

- Dual control

$$V_u = 3 V_{Sga} + (1,5 \text{ to } 2,0) V_{Sru}$$

$$V_u = 3 V_{Sde} + (1,5 \text{ to } 2,0) V_{Sne}$$

- Main inlet valve

$$V_u = 2 V_{Smiv}$$

where

V_S is the oil volume of all servomotors;

V_{Sga} is the total volume of all guide vane servomotors;

V_{Sru} is the volume of the runner blades servomotor;

V_{Sde} is the total volume of all deflector servomotors;

V_{Sne} is the total volume of all needle servomotors;

V_{Smiv} is the total volume of all main inlet valve servomotors.

In special island grid operating conditions, higher values can be required.

Minimum usable oil volume

If island operation is not required, the usable oil volume can be reduced to a minimum, which corresponds to the tripping oil volume V_T according to:

$$V_T = V_S + q_l \times t_l + V_{res}$$

where

q_l is the leakage of the whole oil supply system;

t_l is the time available up to ensuring a mechanical locking of the servomotors or closing time of inlet valve;

⁴ When determining the maximum operating pressure, the rules concerning the opening and final pressure of the safety valve apply.

⁵ p_T is chosen such that pressure after closure does not drop below p_R .

V_{res} is the volume reserve in the lower part of the pressure tank, including a safety margin and some volume to prevent air flowing into the system.

9.2.2 Piston accumulators

Commercial piston accumulators with a hermetic separation between oil and inert gas (mostly nitrogen) allow the application of higher pressures than those for air-oil accumulators. A residual oil volume and an automatic gas replenishment do not have to be provided.

For the design of the volumes of the piston accumulator system, the range of ambient temperature in the area of the accumulator shall be considered, in order to assure that extreme low or high ambient temperatures do not lead to situations related to the position of the piston, in which the closing safety of the turbine is not guaranteed.

The same values for pressure ranges and oil volumes apply as for air/oil accumulators, see 9.2.1. The value of the volume reserve V_{res} can be set to zero.

9.2.3 Bladder accumulators

As in this case the oil/gas volumes cannot directly be supervised, bladder accumulators shall not be used if the safe closing of the unit depends on the amount of storage energy in the accumulator. If closing of the turbine is guaranteed by other means (e.g. closing weight, closing spring) bladder accumulators can be allowed.

As a breakage of the bladder cannot totally be prevented, this case including the consequent transport of gas dissolved in the oil to the rest of the system shall be considered. In parts of the system with lower pressure levels the gas will be released in form of bubbles. The gas bubbles can collect in some points of the system or flow through valves and orifices. Both situations can lead to a malfunction of the positioning (instabilities, vibrations or irregular partially too fast movements of the servomotors). Therefore specially in case of critical configurations regarding water hammer (e.g. Pelton turbines with long penstocks) the use of bladder accumulators should be avoided or only be allowed after having carried out detailed investigations.

9.2.4 Other systems

For shutdown safety, weight or spring-loaded accumulators (low-head turbines) and water pressure taken directly from the penstock (high-head turbines) partly in combination with oil pressure systems (combined systems) are used.

These systems shall be dimensioned in such a way that the turbine can be shut down safely, i.e. also in the case of failure of the oil pressure supply in combined systems.

The opening is in most cases carried out with oil pressure.

9.2.5 Pumps for accumulator systems

Two induction motor driven pumps are normally foreseen, each with a capacity of one combined servomotor volume of turbine per minute or with a capacity which can refill the oil volume ranging from $p_{o \text{ min}}$ to $p_{o \text{ max}}$ within one minute. As a general rule the smaller pump capacity of both criteria will be valid.

For combined oil hydraulic pressure units for both turbine and inlet valve, the combined capacity of both pumps shall allow to open the inlet valve within 1 min. Such oil hydraulic pressure units are safe, if the closing of the inlet valve is performed by a closing weight or by water pressure from the penstock.

In case of higher requirements regarding either the starting time of the unit or the regulating activity, or both, bigger pumps should be used.

In special cases (e. g. to provide a start-up capacity without external supply), the drive of a second pump can be by DC motor, a small turbine in high head plants or by the turbine shaft.

In some cases, a pump to handle leakage losses and normal regulation only can be selected in addition to the main pumps, or instead of the second large capacity pump.

For smaller units for some cases only one pump can be installed.

If there is danger for over-pressurization a relief valve should be provided.

The pumps are not part of the safety concept.

9.2.6 Oil sump tanks

The recommended layout is as follows:

- the sump tank shall be designed to allow drainage of the complete hydraulic system into the tank;
- it shall also be designed to allow a complete emptying for maintenance purposes and to remove dew-point water, e.g. by providing a slightly inclined bottom plate.

9.2.7 Auxiliary equipment

- Cooling and heating

Cooling of the system oil is normally only required for large and medium size units in tropical zones and in the case of Kaplan turbines with servo-oil distribution through a shaft bearing.

Cooling/heating can be desirable to limit oil viscosity variations.

- Oil mist exhaustion

All tanks shall be equipped with at least a vent with filter insert and oil trap.

Under unfavourable conditions (e.g. underground power stations with closed loop air conditioning systems), separate oil mist exhaust equipment is desirable.

- Oil filtration

Oil sump tanks should be equipped with a filtration system to ensure that the oil remains clean according to the requirements of the components.

9.2.8 Provision of pressurized gas

a) For air-oil pressure tank

The pressurized air supply is usually provided by compressors. The design pressure of these shall be chosen to exceed the design pressure of the hydraulic system p_D . The capacity of the compressors shall be sufficient to achieve the desired loading times taking into account the resistance of the piping arrangement of the system.

Recommended time for the first filling of the tank:

- between 6 h and 12 h.

Appropriate steps shall be taken to provide a drying of the air.

An automatic air replenishing requires the following additional equipment:

- a float switch in the pressure tank;
- a pressure switch at the pressure tank;
- a compressor-control module.

b) For piston or bladder accumulators

Gas bottles and a special loading device are needed.

9.3 Systems without accumulator

9.3.1 Constant flow systems

These systems are characterized by the use of constant displacement pumps. In the steady-state condition, the excess oil is discharged via a pressure control valve or a bypass.

In order to reduce the system's consumption, several pumps of different capacities can be used, especially in the case of large capacity hydraulic systems.

The hydraulic pumps shall have enough capacity to achieve the desired turbine opening and closing times in the presence of the respective leakage rates. In case additional accumulators are provided (combined systems) only the opening time applies. The dissipation losses shall be handled by the cooling system.

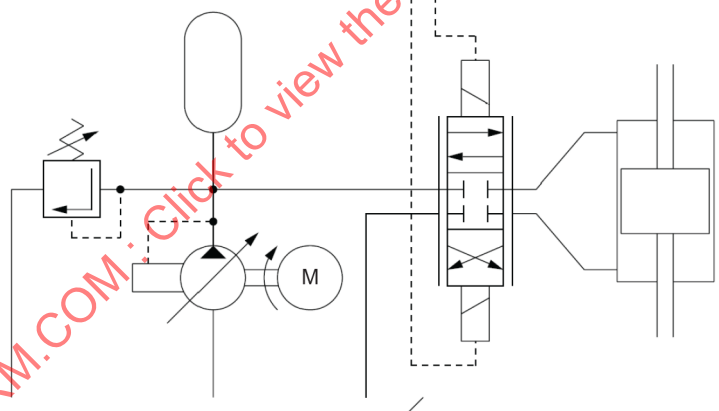
9.3.2 Variable flow systems

– Open-circuit systems

In these systems (Figure 29) variable displacement pumps are used. The pump discharge in this case is adapted to the momentary flow requirement by means of a pressure control. Pumping power is therefore saved in comparison with a constant flow system. Also, cooling requirements are reduced. The pump capacity is determined according to 9.3.1.

A small accumulator is recommended to avoid momentary pressure drops.

A safety valve shall be provided.



IEC

Figure 29 – Open-circuit system

– Closed-circuit systems

These systems are characterized by the fact that the pump flow and its direction are both controlled. The pump therefore combines the function of producing and distributing hydraulic energy. A control valve is not needed, as the pump is directly actuated by the positioning signal of the governor.

Both servomotor sides shall be protected by safety valves which should preferably discharge into the opposite servomotor side.

In order to cover either internal leakages or to accommodate for servomotor area differences, or both, means of replenishment via check valves shall be provided.

These systems additionally require a small constant displacement pump to cover the need for pilot oil pressure.

9.4 Direct electric positioner

For small size turbines, guide vane operating systems driven by an electric servomotor are sometimes applied. Shutdown safety can in this case be provided by a parallel inlet valve closing circuit or by a separate power source, or both.

9.5 Recommendation for hydraulic fluid selection

In hydro turbine installations, the same oil is sometimes used for both governor system and the lubrication of bearings.

The oil viscosity is selected to suit the type and design of the turbine and also the prevailing operating temperatures.

In normal cases an oil without additives is sufficient. Oils with additives are chosen in order to increase the lifetime specially in case of high operating pressures.

10 Operational transitions

10.1 Start-up and synchronization

During the start-up phase (see Figure 30), the speed versus time curve is at first mainly determined by the characteristics of the installation such as the unit acceleration constant, the allowable guide vane or needle opening rate with regard to water hammer, etc. Later, when approximately 80 % of rated speed is reached, the governor mainly determines the speed versus time curve. In this phase, its objective is to reach synchronization readiness within an acceptable time span.

The synchronisation of a unit before its connection to the grid needs an accurate control and monitoring of the speed/frequency, voltage and phase angle of both unit and grid sides: this is generally made by a dedicated automation system named "synchroniser", which finally allows the connection of the generator to the grid in good conditions, by closing the unit circuit breaker. The performance of this synchroniser is outside the scope of this document and thus not included in the following consideration.

The turbine governing system plays a major role in the success of this synchronisation phase; the digital governor is operated in speed control with the unit in no-load operation, with two different possibilities for the adjustment of the speed/frequency set-point from the governor's point of view:

- in external adjustment mode, the speed/frequency set-point of the governor is directly adjusted by the synchroniser;
- in internal adjustment mode, the speed/frequency set-point of the governor becomes equal to the actual grid frequency measurement, with the addition of a shifting term; this shifting term allows to introduce a small relative deviation between the unit frequency and the grid frequency, in order to make the connection of the unit faster. Of course, this adjustment mode requires the provision of a grid frequency measurement.

Important criteria for the design of the startup and synchronization is not only the minimization of the startup time, but rather the overall consideration of:

- water pressure behaviour;
- mechanical stress of the unit;
- optimization of synchronization time.

NOTE 1 The determination of synchronization readiness is a function of the synchronizer – it is achieved, when the difference between grid frequency and generator frequency as well as the phase difference does not exceed a given value.

NOTE 2 $t_{0,8}$ is the time at which 80 % of rated speed is reached.

NOTE 3 t_{SR} is the time at which synchronization readiness is reached.

NOTE 4 t_S is the time at which the generator is switched on-line.

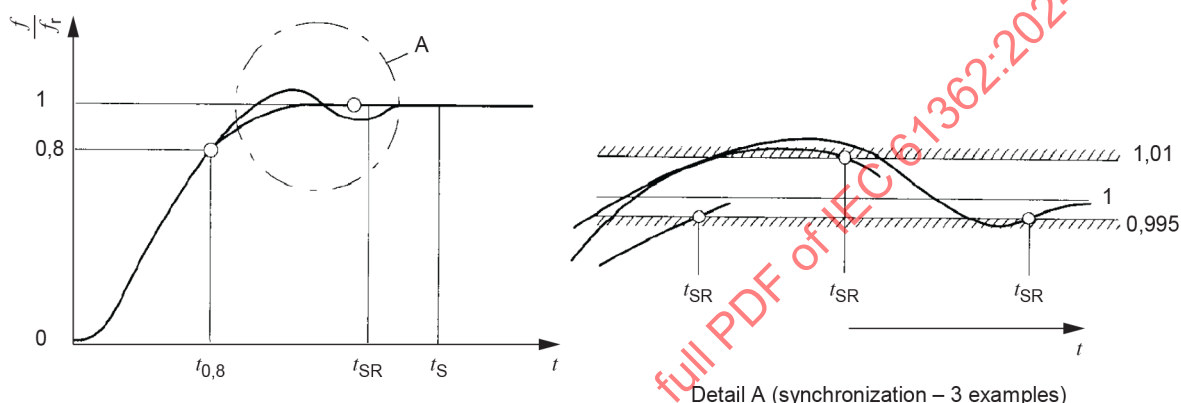
NOTE 5 Usual values (also dependent on the settings of the synchronization device):

Synchronization band $(0,995 \text{ to } 1,01)f_{\text{grid}}$

Speed change rate until synchronization readiness is achieved $dx/dt = 0,003 \text{ s}^{-1}$

$t_{SR}/t_{0,8} = 1,5 \text{ to } 5,0$

Steady state of grid frequency is presupposed. The lower values of $t_{SR}/t_{0,8}$ apply to peak load power stations with favourable hydraulic conditions, the higher to base load installations. In the presence of either pronounced surge tank influences or other hydraulic oscillatory phenomena, or both, higher values are tolerated.



IEC

Figure 30 – Start-up speed curve up to synchronization

10.2 Normal shutdown

Normal shutdown is activated in case of operational decisions. It is controlled with a command signal from the unit control system.

10.3 Sudden load rejection

The speed rise following a full load rejection (e.g. due to electrical disconnection from the grid) depends on the installation, e.g. on the allowable closing time with regard to the water hammer and on the unit acceleration constant T_a etc. up to the settling time t_E , when the speed is stabilized within a certain band. (see Figure 31). From that time on, the performance of the governor determines the speed versus time curve.

NOTE 1 Settling time t_E : time, after which the speed deviation from the speed set-point remains below $\pm 1 \%$.

NOTE 2 Maximum speed n_{max} : maximum speed after a load rejection (at t_M).

NOTE 3 Minimum speed n_{min} : lowest speed after a load rejection.

NOTE 4 Typical values: $t_E/t_M = 2,5 \text{ to } 8$ (in case of Pelton-units (free slow-down of unit) and high head, Francis turbines values of up to 15 can be reached).
 $n_{\text{min}}/n_r = 0,85 \text{ to } 0,95$ (applies only in the case when the unit supplies the station service after separation from the grid).

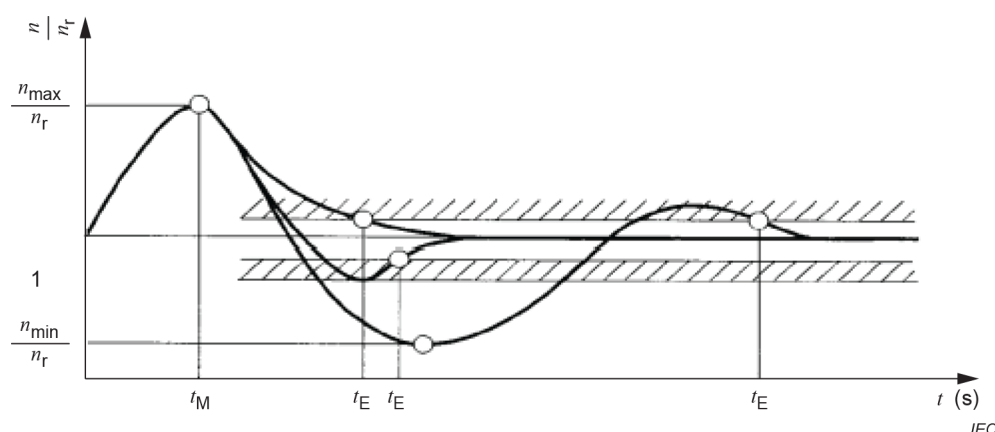


Figure 31 – Load rejection

10.4 Other operational transitions

Various additional operational transitions result in case there are other operational modes provided besides the turbine mode, e.g. in case of pump-turbines. The different transition times shall be agreed upon.

11 Supplementary equipment

11.1 Measures to reduce pressure variations

To reduce pressure variations, a bypass can be provided parallel to the turbine, which opens for a limited time span as a function of the closing movement and the closing speed of the main actuator.

In special cases, such devices can be used to maintain stationary flow (e.g., bypass cross connection to an irrigation scheme).

Additional measures shall be taken to guard against failure of such supplementary equipment, e.g. volumetric coupling between guide vanes and the supplementary equipment or provision for an extended closing time of the main servomotor in the case of a failure of the supplementary equipment.

The control of the supplementary equipment and its sensitivity shall be described and in accordance with the operational requirements.

Special care should be taken in the design of the water passages system (penstock, surge tank, etc.).

11.2 Surge control

Surge control can be provided in low head installations. Its aim is to limit surge in rivers in the case of a load rejection by arranging for a continued flow through the turbine. For this purpose, the runner blade opening is brought to a certain position to provide a given flow rate after load rejection. The governor usually still acts on the guide vanes in such a case.

The following factors are of importance:

- tripping criteria (power drop or frequency deviation);
- the flow limit, above which the surge control is activated;
- the flow variation with the surge control activated;
- time period during which the surge control is activated;
- turbine speed;
- station service electricity supply.

11.3 Equipment and measures to lower the speed rise

In unfavourable cases such as in the case of low moments of inertia or a low allowable pressure rise in installations with long conduits, measures to reduce speed rise after load rejection can be necessary. The following can be introduced to this effect:

- bypass (according to 11.1);
- runner blades opening control (according to 11.2);
- resistors to absorb excess power (also for speed control in small hydro installations).

11.4 Joint control

The input signal set manually or automatically through a central control station acts upon the opening, power, or flow set-point of the turbine governors.

The joint control in river power stations usually acts on the opening or flow set-point of the units.

Joint controllers can be installed for a single power plant or a cascade of several power plants in order to control the levels and the flow along a river.

The following requirements apply:

- automatic starting and stopping of the units;
- adaptation to varying heads;
- optimal power dispatch of units.

11.5 Braking

Brakes are used to shorten the slowdown time of the unit in the shutdown process.

While electric and mechanical brakes are usually not regarded as part of the governing system, in special cases water braking torque is used:

- in the case of Kaplan turbine, in the upper speed range by increasing the runner blades opening;
- in the case of Pelton turbines, by additional braking (counter) nozzles, which act on the back of the buckets.

11.6 Synchronous condenser mode of operation

In the synchronous condenser or phase shifting mode of operation, reactive power is produced. The generator is synchronized. Normally the guide vanes are closed and the runner rotates in air or the turbine is uncoupled. In addition synchronous condenser mode can be used to operate the unit as spinning reserve, capable to provide fast power reserve to the grid.

12 Considerations for the electronic governor

12.1 Equipment requirements

The hydraulic turbine governing systems are part of the power plant and can be found at different locations within the power plant.

The governors can therefore be exposed to different sources of disturbance such as electric shock and fire hazards, electrical interference, electromagnetic (EMC), climatic conditions, mechanical, etc.

Governor equipment requirements shall meet "normal service conditions and requirements", "electromagnetic compatibility (EMC) requirements" and "safety requirements", specified in IEC 61131-2 with respect to its final locations.

12.2 Power supply recommendations

The power package of the governor shall be connected to the station DC battery or an internal battery pack and to the station AC supply.

An automatic change-over in the case of a voltage drop in either system is recommended.

DC range: +10 % / –20 % ⁶

AC range: +5 % / –10 % ⁷

Fault monitoring is recommended.

13 How to apply the recommendations

For practical purposes an appropriate selection of the requirements and properties as listed in Clauses 4 and 5 shall be made with respect to the type of installation concerned.

Thereby, it is necessary to distinguish between different levels defined in Table 1.

Table 1 – Unit and plant categories

Level	Description
I	Units for peakload operation
II	Units for base load operation Units for island operation
III	Other units without special requirements

In simple straightforward cases, unnecessarily stringent requirements shall not be imposed. Therefore, in each of the three types of installation mentioned two kinds of requirements can be distinguished:

- minimum requirements;
- additional requirements.

⁶ –15 % can be specified by mutual agreement.

⁷ For direct supply from the generator, these values can be higher.

Minimum requirements shall be fulfilled in all cases. They are normally sufficient in the case of power stations, which shall be run with a limited amount of monitoring and automation. Additional requirements can for example result from the integration of a power station into a grid or a group of power stations. They can also result from requirements of navigation, irrigation, etc.

For each category of power station, recommendations should also be given for the parameter setting of the governors.

To facilitate the setting up of specifications, the following data sheets have been devised which shall be filled out. Data which should have been collected either by the purchaser or the supplier already during the enquiry phase are marked by double vertical lines at the left-hand side of the pages. All other data are needed only during contract finalization or in the course of contract implementation.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2024

Water turbine governing system		Data page No. 13.1b
Customer:	Supplier:	Installation:

Moment of inertia of generator $I = MD^2/4$						kg · m ²
Moment of inertia of turbine and additional rotating masses						Kg · m ²
Permissible speed rise relative to rated speed when rejecting load from levels of						
P_G/P_{Gr}				100		%
$\Delta n/n_r$						%
Permissible speed decrease when rejecting load from levels of						
P_G/P_{Gr}						%
$\Delta n/n_r$						%
Operational modes			Island grid		Grid	
Grid mode			Rated frequency		Hz	
Frequency band					±	Hz
Island grid						MW
Island grid mode up to						MW
Largest power step change				+	—	MW
Permissible speed change $\Delta n/n_r$				+	—	%
Type of load (e.g. predominately resistance-, motor-, combined load, etc.)						
Regulating capacity	Guide vane				N · m	
	Individual guide vane		Needle		N · m	
	Runner blade		Deflector		N · m	
Other data						

Limits of delivery

1) Cross out, if not applicable.

Water turbine governing system		Data page No. 13.2
Customer:	Supplier:	Installation:

Minimal requirements in case of peak load power stations

	Subclause
Manual start-up and synchronization ¹⁾	
Automatic start-up and synchronization	10.1
Stable no-load mode	
Manual shut-down ¹⁾	
Automatic shut-down	10.2
Local opening limiter and speed setting at the governor	5.4.1
Remote opening limiter and speed setting with adjustable setting rates	5.4.1
Operation on grid with opening limiter or with speed setter and small damping time constant	5.3.3
Load rejection pressure and speed rises within permissible limits	10.3
Transitions between specified modes of operation	
Quick shutdown function	8.2
Emergency shutdown function	8.2
Overspeed protection	8.3
¹⁾ Without automatic function and remote control.	

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2024

Water turbine governing system		Data page No. 13.3
Customer:	Supplier:	Installation:

Minimal requirements in case of base load power stations

	Subclause
Manual start-up and synchronization ¹⁾	
Stable no-load mode	
Manual shut-down	
Local opening limiter and speed setting at the governor	5.4.1
Operation on grid with opening limiter	5.4.1
Load rejection pressure and speed rises within permissible limits	10.3
Quick shutdown function	8.2
Emergency shutdown function	8.2
Overspeed protection	8.3
¹⁾ Without automatic function and load control.	

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2024

Water turbine governing system		Data page No. 13.4
Customer:	Supplier:	Installation:

Minimal requirements in case of induction generator units

	Subclause
The governing system has no speed controller function	
Manual start-up ¹⁾	
Manual switching-on to grid ¹⁾	
Manual shut-down ¹⁾	
Load rejection pressure and speed rises within permissible limits	10.3
Local positioning of servomotor	
Water level controller (if it is included in the governor)	4.2.5
Quick shutdown function	8.2
Emergency shutdown function	8.2
Overspeed protection	8.3
¹⁾ See data page 6.3.	

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2024

Water turbine governing system		Data page No. 13.5a
Customer:	Supplier:	Installation:

Additional requirements for peak-, base-load and asynchronous generator units¹⁾

		Subclause	
Island grid mode according to data page 6.1b			
Input and output for automatic and remote control			
Remote control of opening limiter		5.4.1	
Remote control of speed set-point		5.4.1	
Automatic start-up		10.1	
Automatic shut-down		10.2	
Start-up without external supply of auxiliaries thereby energy supply by:			
Start-up opening as function of head		10.1	2)
Preadjustment of speed command signal			2)
Synchronization with synchronizer			
Manual control	with the electronic governor		4.6
	with mechanical feedback		
	with electrical feedback		
	without feedback (e.g. impulse type)		
Power control		4.2.3	
Flow control		4.2.6	
Water level control		4.2.5	
Quick shutdown		8.2	
Emergency shutdown		8.2	
Additional overspeed protection	mechanical	8.3	
	electrical		
Interlocks		8.4	
Type of speed transducer		7.2	
Type of feedback		7.5	
Joint control of multiple units		11.4	
Optimization control (multiple needles, etc.)		4.10	
Guide vane / runner blade relationship as function of head (Cam relation)		6.4	
Surge control		11.2	3)

¹⁾ Indicate if applicable.

²⁾ Mainly for peak-load units.

³⁾ Mainly for base-load units.

Water turbine governing system		Data page No. 13.5b
Customer:	Supplier:	Installation:

Other requirements		Subclause
For example		
Flow rate control		11.4
Condenser mode operation		11.6
Linearizations		4.7
Operational transition times		
¹⁾ Mainly applicable for peak-load power stations.		

1)

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2024

Water turbine governing system		Data page No. 13.6b
Customer:	Supplier:	Installation:

				Subclause
Surge control	activated at guide vane position		%	11.2
	at surge speed n_s/n_r		%	
	at surge flow Q_s (fixed) or		$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	
	at surge flow Q_s/Q_r		%	
Other parameters e.g. with respect to a bypass, water resistor, ...				11.3

Provision of actuating energy

					Subclause
Energy provision for	opening	by			9
	closing	by			
		by			
Design pressure of servomotors	Guide vane			bar	
	Individual guide vane		Needles	bar	
	Runner		Deflector	bar	

Hydraulic pumps (constant and variable displacement)

					Subclause
	Main pump				9.2.5
Type					
Rotation speed				r/min	
Driven by					
Noise level				dB (A)	
Discharge					
Pressure				bar	
Power				kW	

¹⁾ Cross out if not applicable.

Water turbine governing system		Data page No. 13.6c
Customer:	Supplier:	Installation:

				Subclause
Accumulators				9.2
Gas replenishing through				
Loading time			s	
			bar	
Safety valve opening pressure			%	
Final (maximum) pressure at full discharge rate of pumps and zero consumption			%	
Working oil volume	Minimum usable oil volume		V_T	%
	Single servomotor control			$\times V_S$
	Dual control	$\times V_{Sga}$		$\times V_{Sru}$
Oil sump tank				9.2.6
Level indicator				and
Bypass filter				9.2.7
Oil mist exhaustion				
Oil heater				
Oil cooling				
Water ingress warning				
Hydraulic fluid mineral oil synthetic oil				
Viscosity at 40 °C			mm ² /s	9.5
Other data (e.g. on density, water separation and de-aeration capacity, corrosion protection properties, etc.)				

Other data

		Subclause
Type of brake		11.5
Parameters of the servo-positioner (e.g. inaccuracy, time constant, etc.)		5.4.4

transducers for		Principle	Maker/type
	stroke		
	pressure		
	temperature		
	speed		

¹⁾ Cross out if not applicable.

Water turbine governing system		Data page No. 13.6d
Customer:	Supplier:	Installation:

Limit switches	Principle		Maker/type			
Control valves		Maker/type				
Instruments						
	digital/analog					
	direct/indirect					
	size					
	accuracy					
	maker/type					
Status indication						
Fault indication						
Electrical power supply						
Station service		±	V	Hz		
Safe AC supply		±	V	Hz		
DC supply		±	V			
			W			
Terminal wire cross-section up to				mm ²		
Type						
Cable	type					
1) Via signal transducers.						

Annex A (normative)

Simplified differential equations and transfer functions of idealized PID-control functions

This document uses as far as possible the terms and definitions from IEC 60050-351. For clarification, the simplified differential equations and transfer functions of the idealized PID-control function as used in this document are given below.

Two representations widely used in hydro turbine governors are shown in Figure A.1 and Figure A.2.

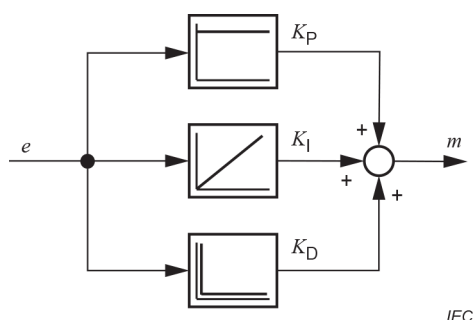


Figure A.1 – Idealized PID in pure parallel structure

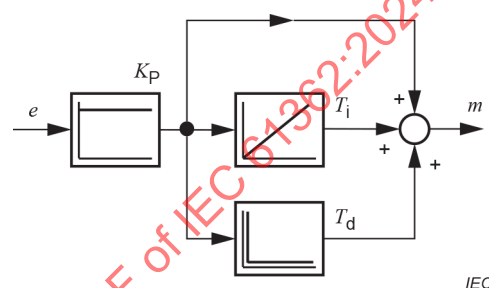


Figure A.2 – Idealized PID alternative representation

Differential equations and transfer functions of an idealized PID-controller with

- integral action coefficient K_I
- integral action time T_I
- derivative action coefficient K_D
- derivative action time T_D
- proportional action coefficient K_P

Differential equations and transfer functions of an idealized PID-controller with

- reset time T_i
- rate time T_d
- proportional action coefficient K_P

e^1 control difference variable m^1 controller output t time s complex variable of the Laplace transform

Differential equation (controller without servo-positioner):

$$\frac{dm}{dt} = K_P \frac{de}{dt} + K_I e + K_D \frac{d^2 e}{dt^2}$$

integrated:

$$m(t) = K_P e + K_I \int e dt + K_D \frac{de}{dt}$$

resp.

$$m(t) = K_P e + \frac{1}{T_I} \int e dt + T_D \frac{de}{dt}$$

Transfer function (controller without servo-positioner):

$$F(s) = \frac{m(s)}{e(s)} = K_P + \frac{K_I}{s} + K_D s$$

resp.

$$F(s) = \frac{m(s)}{e(s)} = K_P + \frac{1}{T_I s} + T_D s$$

¹ relative deviations from steady state e^1 control difference variable m^1 controller output t time s complex variable of the Laplace transform

Differential equation (controller without servo-positioner):

$$\frac{dm}{dt} = K_P \times \left[\frac{de}{dt} + \frac{e}{T_I} + T_D \frac{d^2 e}{dt^2} \right]$$

integrated:

$$m(t) = K_P \times \left[e + \frac{1}{T_I} \int e dt + T_D \frac{de}{dt} \right]$$

Transfer function (controller without servo-positioner):

$$F(s) = \frac{m(s)}{e(s)} = K_P \times \left[1 + \frac{1}{T_I s} + T_D s \right]$$

Annex B (informative)

Grid frequency control

B.1 General

Annex B gives a brief description of the grid frequency control, which is generally described in the grid codes for the operation of large, interconnected grids. Usually, such a grid frequency control is organized in a hierarchical structure: primary frequency control, secondary frequency control, etc, with a major role of some generating units.

The primary frequency control is essential for the equilibrium between the power demand and generation; it is automatically and locally operated by the governing systems of the units concerned.

The secondary frequency control is required for the restoration of the primary power reserves and power exchange programs, after a disturbance. It is automatically operated, with modifications superimposed on the governing system power set-points of the selected units; these modifications are generally sent by a remote control system.

B.2 Power equilibrium and grid frequency

B.2.1 Power equilibrium

In any electric power system, the active power shall be generated at the same time as it is consumed. Power generated shall be maintained in constant equilibrium with power demanded. Disturbances in this balance, causing a deviation of the grid frequency from its set-point value, will be damped initially by the kinetic energy of the rotating generating units and motors connected.

There is only limited possibility of storing electric energy, so that the generation system shall have sufficient flexibility in changing its generation level, in order to restore the power equilibrium.

B.2.2 Grid frequency

The frequency of a synchronous interconnected grid is a measurement for the rotational speed of the synchronised generators, which are rotating at the same "electrical speed" (calculated from the rotational speed by taking into account the number of pairs of poles of the generator).

After an increase in the total demand (or in case of loss of generation), the grid frequency (speed of generators) will decrease. Conversely, after a decrease in the demand, the grid frequency will increase.

B.3 Primary frequency control

B.3.1 Primary frequency control performed by generating units

In order to restore the balance between demand and generation, governing systems will perform automatic primary frequency control action, in relationship with a primary control reserve, see Figure B.2.

The resulting transient frequency variation will be influenced by both the total inertia in the system, and the speed of primary control action of the governors. For units which are involved in the primary frequency control, the action is performed by the turbine governing system within a few seconds or tens of seconds, until a balance between power output and consumption in the grid is re-established. The final contribution of a unit to the correction of a grid disturbance depends mainly on its size, its droop (see below) and its primary control reserve.

As soon as the balance is re-established, the grid frequency stabilizes and remains at a steady-state value, which can differ from the frequency set-point because of the droop of the generating units, which provides proportional type of action.

B.3.2 Droop of a generating unit

The frequency-power droop of a generating unit is expressed as the following ratio (per unit resp. percent):

$$b_P = -(\Delta f / f_r) / (\Delta P_G / P_{Gr}).$$

It is directly linked with the permanent droop of the turbine governing system. A principle functional scheme of such a permanent droop using the output power is given in Figure B.1 (the same diagram could be drawn using $\Delta P_G + (1/b_P) \times \Delta f$ at the input of the PID-governor).

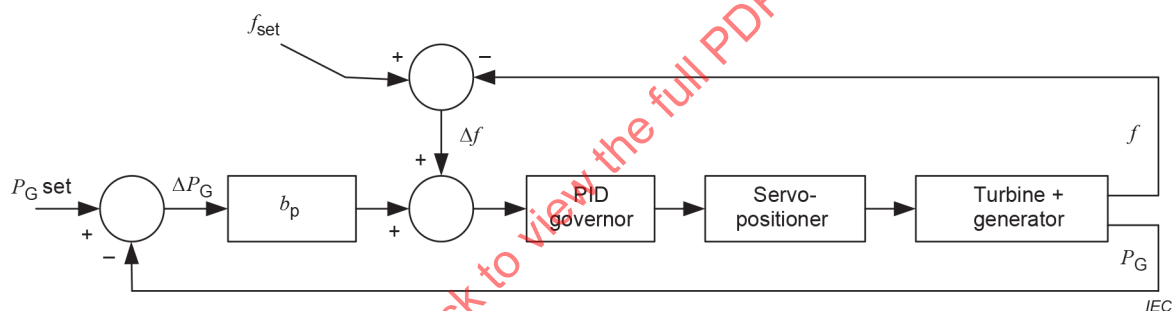


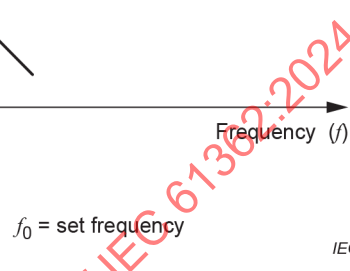
Figure B.1 – Example of principle schematic functional diagram of a unit with a turbine governing system using an idealized PID control function with a frequency-power droop

As an example, we now consider two interconnected generating units a and b with different values of droop under equilibrium conditions, but with identical primary control reserves.

Therefore, Figure B.2 presents the relationship between the power output of the units and the grid frequency. In case of a minor disturbance (final frequency offset $\ll \Delta f_b$), the contribution of unit a (which has the smaller droop value) to the correction of the disturbance will be greater than that of unit b, which has the larger droop value.

The frequency offset Δf_a at which the primary control reserve of unit a will be reached (i.e. where the power generating output reaches its maximum value P_{max}) will be smaller than that of unit b (Δf_b), even when both units have identical primary control reserves.

It should be noted that if the governors of the interconnected units were adjusted with permanent droop $b_P = 0$, the units would not effectively share the system load. Differences in both the unit response times and in the governor, calibrations would eventually result in one unit attempting to provide the whole load power, with the other unit delivering a very small power.



B.4 Secondary frequency control

Furthermore, in case of different interconnected control areas within a large, interconnected grid, since all control areas contribute to the frequency control process in the global interconnected system, an imbalance between power generation and consumption in any control area will also cause power interchanges between individual control areas to deviate from the scheduled values, or agreed values between companies.

Additionally, the power interchanges with adjacent control areas shall be restored to their scheduled values, thus ensuring that the full reserve of primary control power activated will be made available again.

Secondary frequency control operates for periods of several minutes and is therefore separated from primary frequency control: both are operating in parallel, but with different time constants.

Annex C (informative)

Role of governing systems for stability in interconnected grid operation

C.1 General

The behaviour of the hydropower plants connected to a large, interconnected grid, when the units are in primary frequency control, can be influenced by two types of interaction:

- interaction between the turbine governing action of the unit and the behaviour of the turbine with its waterway hydraulic dynamics;
- interaction between the whole unit with its control systems (including the turbine governing system) and the electrical power system.

For a given power plant, these interactions correspond to different oscillation modes; the general objective is a well-damped system, taking into account the natural frequencies of this system. The turbine governing system plays an essential role in the dynamic behaviour of the system and in many cases can contribute significantly to a well-damped system.

C.2 Stability of the unit with respect to the water hydraulic system

Grid codes often include some strict requirements concerning the time response of the power output of the units to different disturbances (e.g. steps) of the grid frequency and a linear relationship between frequency and power output.

In certain cases, these requirements are difficult to manage, especially in terms of stability due to the behaviour of the turbine with its waterway hydraulic dynamics, for example in case of long penstocks or of undersized surge tanks: for such cases a fast acting turbine governing system can stimulate undesirable power oscillations, which correspond to weakly damped response poles.

Especially in the common practice of power output control mode, the situation can become even more difficult to manage because of the influence of the additional power output feedback.

Therefore, this type of situation requires preliminary numerical simulation studies, in order to carry out a stability analysis, with an adequate description of the turbine and the waterway hydraulic dynamics, with the objective to find a good compromise between fast response time and stability.

More sophisticated control algorithms than classical ones can be proposed, such as feed forward function (see 4.4.1) and pressure feedback (see 4.4.2).

C.3 Stability of the unit with respect to the electrical power system

C.3.1 General

The considerations hereafter concern the behaviour of the whole unit (generator and turbine) with respect to the stability of the electrical power system. The fluctuations of shaft torque in a hydraulic unit can be induced by:

- power oscillations due to the electrical power system;
- variations of the pressure forces acting on the runner blades.

C.3.2 Power oscillations due to the electrical power system

Due to the complex nature of generation and transmission systems, power oscillations with associated frequency disturbances can be experienced.

These power oscillations can be due to two types of phenomena:

- Torque fluctuations induced by the natural frequency of the generator connected to the power system.

Normally the frequency of these oscillations is in the region of 0,8 Hz to 1,5 Hz and is dependent upon characteristics of the interconnected power system (e.g. topology, connection of the unit in radial operation with a long electric link, etc.), operation point of the generator (active and reactive power) and parameters of the voltage regulation.

- Inter-area oscillations in very large interconnected power systems

In such power systems oscillations can occur with a frequency in the range of 0,02 Hz to 1 Hz (in some cases even higher frequencies can occur). They can be observed at certain nodes of the power system, depending on the topology of the interconnected system and on the characteristics of the different connected units.

Power System Stabilizers (PSS) are provided, as part of the excitation system, to reduce the power oscillations.

The first task to do in order to avoid such power oscillations or to limit their magnitude, is to optimise the adjustable parameters of Automatic Voltage Regulator (AVR) or Power System Stabilizer (PSS), or both, according to a power system analysis taking into account the whole power system. The turbine governing system can also help in reducing the power oscillations, its tuning parameters shall be included in the model of the unit.

For high frequencies of the oscillations an electrical compensation like the Automatic Voltage Regulator and the Power System Stabilizer as part of the excitation system can be used. For low frequencies the turbine governor can have a significant influence on the damping of such oscillations.

In overlapping frequency ranges the probability of an unstable interaction might be reduced by a combined optimization of both control systems.

C.3.3 Power oscillations due to pressure fluctuations in hydraulic machines

Pressure fluctuations are a natural phenomenon in hydraulic machines. The frequency of the pressure fluctuations typically ranges from 0,2 to 3 times the rotational speed. [IEC 60193]

Resonances can result especially at partial loads of Francis turbines due to a coincidental matching of a pressure fluctuations' frequency, either with one natural frequency of the penstock, or with the natural frequency of the generator connected to the grid. This phenomenon results in the fluctuation of either the speed or the power output, or both, of the hydro-generating unit.

C.3.4 Conclusion

The corresponding power oscillations with their management by the various control systems of the unit should be analysed, by taking into account the turbine governing system with its different parameters.

Small negative influence of this governing system should be accepted, by comparison between the peak-to-peak power output deviation of the unit in both situations: blocked – gate position mode, and any closed loop governing mode.

An additional oscillation with an amplitude of 0,4 % of rated power, with a governing system operating at 5 % permanent droop, is a reasonable range for such influence of the turbine governing system.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2024

Annex D (informative)

Quick shutdown and emergency shutdown

D.1 General

As stated in 8.2.5 there are several different tripping strategies widely used as common practice today depending on a combination of different tripping criteria, different servomotor shutdown initiating devices and the corresponding sequence of tripping actions.

The terms quick shutdown and emergency shutdown cannot be standardized at the time being because the terms are used differently and contradictory today in the international community.

Annex D contains two different widely used strategies and emergency/quick shutdown definitions as examples.

D.2 Alternative example I

D.2.1 General

The basic objective of this strategy is to limit the number of tripping cases in which the emergency shutdown device is either activated or overspeed will occur, or both, thus resulting in less stressing and wearing tripping procedures for the generating unit. In spite of that the required level on safety will be achieved.

D.2.2 Quick shutdown

D.2.2.1 Description

Quick shutdown is activated in case of faults in the unit when the turbine governing system is still operative. The unit is shutdown within the shortest servomotor closing time by imposing a closing signal either on the electronic governor or to an electro-hydraulic shutdown device, or both.

D.2.2.2 Implementation

The electronic, electrical and if available the parallel electro-mechanical or electro-hydraulic devices are designed to provide an immediate and full displacement of the main control valve piston into its closing position.

D.2.2.3 Quick shutdown, mechanical faults (QSD-M)

In case of faults in the mechanical part of the unit (e.g. bearings, governor oil pressure, oil level, ...) and in order to not unnecessarily stress the unit as a consequence of overspeed, it is not required to trip the generator circuit breaker immediately. As long as the generator circuit breaker is closed, no overspeed will occur. The generator circuit breaker should be tripped with a delay (approximately in the no-load position of the turbine guide vane opening, fully inserted deflector of Pelton turbines or at the moment when zero power output is reached).

D.2.2.4 Quick shutdown, electrical faults (QSD-E)

In case of faults in the electrical part of the unit (e.g. electrical part of generator) the generator circuit breaker is tripped immediately.

D.2.3 Emergency shutdown

D.2.3.1 Description

Emergency shutdown is released in case of overspeed, serious faults in the turbine governing system or when the emergency shutdown push-button is activated. Either the governor or the speed sensing system, or both, are assumed to be inoperative. The unit is shutdown either by closing the guide vanes by overriding the governor and usually also some other elements of the unit control system or by closing the main shutoff valve or gate (if closable under flow), or by both.

Signals leading to emergency shutdown should be hardwired connected to a simple and robust emergency shutdown device, which is independent from the main unit control system, or to a fully redundant unit control system.

D.2.3.2 Implementation

The electro-mechanical or electro-hydraulic device closes the main servomotor by bypassing the governor. Additionally or alternatively closing of the spherical valve, the butterfly valve or intake gate (closable under flow) is initiated.

Provisions of emergency shutdown energy can be provided by:

- additional oil volume in the hydraulic energy supply system;
- a separate pressure oil supply;
- closing weight;
- pressure water servomotor (e.g. for the deflector in the case of high head installations);
- closing spring.

Tripping criteria are as follows:

- overspeed of the unit;
- serious governor failure (e.g. watchdog);
- certain special conditions of danger within the power plant (e.g. flooding);
- push-button emergency shutdown is pressed.

D.2.3.3 Automatic emergency shutdown (ESD-A)

The emergency shutdown is released automatically as a consequence of overspeed or serious faults in the governing system of the turbine. In order to not unnecessarily stress the unit as a consequence of overspeed it is not required to trip the generator circuit breaker immediately. As long as the generator circuit breaker is closed, no overspeed will occur. The generator circuit breaker should be tripped delayed (approximately in the no-load position of the turbine guide vane opening, fully inserted deflector of Pelton turbines or at the moment when zero power output is reached).

D.2.3.4 Push-button emergency shutdown (ESD-PB)

The emergency shutdown push-button should be pressed in situations where the operator of the plant notices an abnormal situation leading to the decision to shutdown the unit. As in this case no information about the type of failure is available to the unit control system, the generator circuit breaker is tripped immediately.

D.2.4 Summary table and combined tripping cases

Table D.1 summarises the different cases for quick shutdown and emergency shutdown.

Provisions shall be taken that combined tripping cases lead to the right actions in order to assure the safety of the unit. Basic rules are:

- ESD has higher priority than QSD;
- the immediate tripping of the generator circuit breaker has higher priority than the delayed tripping.

Example: A combination of ESD-A with QSD-E shall lead to an emergency shutdown of the unit by overriding the governor and to an immediate tripping of the generator circuit breaker (the result is similar to ESD-PB).

Table D.1 – Alternative I – Summary of cases for quick shut-down and emergency shut-down

Tripping case		Tripping criterion	Governor status		Actions
			Operative	Inoperative	
QSD-M	Quick shutdown, mechanical fault	Mechanical fault in the unit	X		Delayed tripping of the generator circuit breaker (no-load opening or $P_G \approx 0$)
QSD-E	Quick shutdown, electrical fault	Electrical fault in the unit	X		Immediate tripping of the generator circuit breaker
ESD-A	Automatic emergency shutdown	Overspeed, serious faults in the governing system		X	If possible delayed tripping of the generator circuit breaker (no-load opening or $P_G \approx 0$, or latest when guide vane opening = 0 = closed)
ESD-PB	Push-button emergency shutdown	Decision of the operator	Irrelevant		Immediate tripping of the generator circuit breaker
Combined cases					ESD has higher priority than QSD. The immediate tripping of the generator circuit breaker has higher priority than the delayed tripping.

It is recommended to either operate QSD or ESD valves, or both, at the end of normal turbine stop. Alternatively, either a periodic functional test of QSD or ESD valves, or both, is advisable.

D.3 Alternative example II

Some customers and suppliers implement the safety functions quick shutdown and emergency shutdown in an alternative less extensive way, by using a single shutdown valve that is activated in any case of fault. The effect of this shutdown valve overrides the governor actions.

In this alternative solution there are only two tripping cases:

- quick shutdown (QSD), in case of mechanical fault or serious faults in the governing system;
- emergency shutdown (ESD), in case of electrical fault or emergency shutdown push-button pressed by the operator.

Table D.2 summarises the different cases for quick shutdown and emergency shutdown for this alternative.

Table D.2 – Alternative II – Summary of cases for quick shut-down and emergency shut-down

Tripping case		Tripping criterion	Governor status		Actions	
			operative	inoperative		
QSD	Quick shutdown	Mechanical fault in the unit or serious faults in the governing system	Irrelevant		Delayed tripping of the generator circuit breaker (no-load opening or $P_G \approx 0$)	Shutdown by either overriding the governor and other elements of the unit control system or by closing of spherical valve, butterfly valve or gate, or both (if closable under flow).
ESD	Emergency shutdown	Electrical fault in the unit or Emergency shutdown push-button pressed by the operator	Irrelevant		Immediate tripping of the generator circuit breaker	
Combined cases					ESD has higher priority than QSD. The immediate tripping of the generator circuit breaker has higher priority than the delayed tripping.	
It is recommended to operate the shutdown valve at the end of normal turbine stop. Alternatively, a periodic functional test of shut-down valve is advisable.						

Bibliography

IEC 60050-351, *International Electrotechnical Vocabulary (IEV) – Part 351: Control technology*

IEC 60193, *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests*

ISO 3448, *Industrial liquid lubricants – ISO viscosity classification*

ASME Boiler and Pressure Vessel Code

2014/68/EU, *Pressure Equipment Directive*

2016/631/EU, *Network code on requirements for grid connection of generators*

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2024

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2024

SOMMAIRE

AVANT-PROPOS	87
INTRODUCTION.....	89
1 Domaine d'application	90
2 Références normatives	90
3 Termes et définitions	90
3.1 Termes et définitions généraux	91
3.2 Termes et définitions relatifs aux niveaux de contrôle-commande, modes de régulation et modes de fonctionnement.....	91
3.3 Termes et définitions de la théorie de la régulation	92
3.4 Indices et préfixes.....	93
3.5 Termes et définitions relatifs à la centrale et aux groupes	93
3.6 Termes et définitions relatifs au système de régulation des turbines.....	96
4 Structure du système de régulation des turbines	105
4.1 Généralités	105
4.2 Principales fonctions de commande	105
4.2.1 Généralités	105
4.2.2 Régulation de vitesse	105
4.2.3 Régulation de puissance.....	106
4.2.4 Régulation d'ouverture.....	106
4.2.5 Régulation de niveau d'eau.....	106
4.2.6 Régulation de débit.....	106
4.3 Configurations de régulateurs combinés	107
4.3.1 Généralités	107
4.3.2 Structure parallèle	107
4.3.3 Structures en séries.....	108
4.4 Fonctions de commande spéciales.....	108
4.4.1 Contrôle par action anticipatrice	108
4.4.2 Rétroaction du niveau de la cheminée d'équilibre ou retour de pression	109
4.5 Commande des pompes-turbines	110
4.5.1 Généralités	110
4.5.2 Commande des pompes-turbines conventionnelles.....	110
4.5.3 Commande des pompes-turbines à vitesse variable.....	111
4.6 Commande manuelle	112
4.7 Linéarisation	112
4.8 Fonctions de limitation	113
4.9 Transition sans à-coups des modes de régulation	113
4.10 Commande d'optimisation	113
5 Performances fonctionnelles.....	114
5.1 Généralités	114
5.2 Modélisation et simulation numérique	114
5.2.1 Généralités	114
5.2.2 Adductions hydrauliques.....	115
5.2.3 Turbine, alternateur, réseau électrique	116
5.2.4 Concept de régulation.....	116
5.2.5 Simulation avec matériel incorporé	116
5.2.6 Formation du personnel	116
5.2.7 Inexactitude des simulateurs de centrale	116

5.3	Paramètres caractéristiques des régulateurs PID	117
5.3.1	Généralités	117
5.3.2	Statisme permanent	118
5.3.3	Coefficient d'action proportionnelle K_P , temps d'action intégrale T_I , et temps d'action dérivée T_D	118
5.3.4	Réglage des systèmes de régulation des turbines	119
5.4	Autres paramètres des systèmes de régulation	120
5.4.1	Ajustements du signal de consigne pour les grandeurs variables réglées (vitesse, puissance, etc.) et le limiteur de charge	120
5.4.2	Insensibilité du régulateur $i_X/2$	120
5.4.3	Caractéristiques dynamiques du servopositionneur	120
5.4.4	Paramètres du servopositionneur	122
5.4.5	Non-linéarité du servopositionneur due à la cinématique	123
6	Configurations des servopositionneurs	123
6.1	Servopositionneurs	123
6.2	Configurations des servopositionneurs	124
6.3	Commande multiple	124
6.3.1	Généralités	124
6.3.2	Structure parallèle	125
6.3.3	Structure en série	125
6.3.4	Commande individuelle	125
6.4	Réglage double des turbines à directrices et pales de roue réglables	126
6.5	Réglage double des turbines à injecteurs et déflecteurs	126
6.6	Autres relations	126
7	Instrumentation	127
7.1	Généralités	127
7.2	Vitesse de rotation	127
7.3	Puissance	127
7.4	Niveau d'eau	127
7.5	Position d'actionnement (course)	127
7.6	Transmission de signaux en provenance d'émetteurs électroniques	128
8	Fonctions et dispositifs de sécurité	128
8.1	Généralités	128
8.2	Arrêt rapide et arrêt d'urgence	128
8.2.1	Généralités	128
8.2.2	Actions de déclenchement	128
8.2.3	Dispositifs de commande d'arrêt du servomoteur	128
8.2.4	Critères de déclenchement	128
8.2.5	Stratégies de déclenchement	128
8.3	Dispositif de protection contre le sursrégime	129
8.4	Verrouillages	129
9	Alimentation en énergie de commande	129
9.1	Généralités	129
9.2	Système comportant un accumulateur	129
9.2.1	Réservoir de pression (accumulateur air/huile)	129
9.2.2	Accumulateurs à piston	131
9.2.3	Accumulateurs à membrane	131
9.2.4	Autres systèmes	132

9.2.5	Pompes pour les systèmes à accumulateur	132
9.2.6	Bacs à huile.....	133
9.2.7	Équipement auxiliaire	133
9.2.8	Alimentation en gaz comprimé	133
9.3	Systèmes sans accumulateur.....	133
9.3.1	Systèmes à débit constant.....	133
9.3.2	Systèmes à débit variable.....	134
9.4	Positionneur électrique direct.....	134
9.5	Recommandation pour le choix du fluide hydraulique	135
10	Transitions de fonctionnement.....	135
10.1	Démarrage et synchronisation.....	135
10.2	Arrêt normal.....	136
10.3	Délestage de charge brusque	136
10.4	Autres transitions de fonctionnement	137
11	Équipement supplémentaire	137
11.1	Dispositions pour la réduction des variations de pression	137
11.2	Contrôle des intumescences	137
11.3	Équipement et dispositions pour la réduction de l'élévation de la vitesse	138
11.4	Régulation centralisée	138
11.5	Freinage	138
11.6	Mode de fonctionnement en compensateur synchrone	139
12	Considérations pour le régulateur électronique.....	139
12.1	Exigences en matière d'équipement.....	139
12.2	Recommandations pour l'alimentation électrique.....	139
13	Comment appliquer les recommandations	139
Annexe A (normative) Équations différentielles simplifiées et fonctions de transfert de régulateurs PID théoriques		152
Annexe B (informative) Réglage de fréquence du réseau.....		154
B.1	Généralités	154
B.2	Équilibre de puissance et fréquence du réseau	154
B.2.1	Équilibre de puissance.....	154
B.2.2	Fréquence du réseau.....	154
B.3	Réglage primaire de fréquence	154
B.3.1	Réglage primaire de fréquence assuré par les groupes de production	154
B.3.2	Statisme d'un groupe de production.....	155
B.4	Réglage secondaire de fréquence.....	156
Annexe C (informative) Rôle des systèmes de régulation pour la stabilité du fonctionnement en réseau interconnecté.....		158
C.1	Généralités	158
C.2	Stabilité du groupe par rapport au circuit hydraulique	158
C.3	Stabilité du groupe par rapport au réseau électrique	159
C.3.1	Généralités.....	159
C.3.2	Oscillations de puissance dues au réseau électrique	159
C.3.3	Oscillations de puissance dues aux fluctuations de pression dans les machines hydrauliques	159
C.3.4	Conclusion	160
Annexe D (informative) Arrêt rapide et arrêt d'urgence.....		161
D.1	Généralités	161

D.2	Exemple: alternative I	161
D.2.1	Généralités	161
D.2.2	Arrêt rapide	161
D.2.3	Arrêt d'urgence	162
D.2.4	Tableau récapitulatif et cas de déclenchements combinés	163
D.3	Exemple: alternative II	164
	Bibliographie	165
	Figure 1 – Rapport de transmission en couple de la turbine	95
	Figure 2 – Coefficient d'autorégulation du système réglé	96
	Figure 3 – Plage de la grandeur variable réglée	97
	Figure 4 – Statisme permanent	98
	Figure 5 – Coefficient d'action proportionnelle et temps d'action intégrale	99
	Figure 6 – Constante de temps de dérivation	100
	Figure 7 – Zone morte	101
	Figure 8 – Temps minimal d'ouverture/fermeture du servomoteur	102
	Figure 9 – Constantes de temps de la combinaison servomoteur/servovalve pilote	103
	Figure 10 – Inexactitude du servopositionneur	103
	Figure 11 – Temps mort du système de régulation	104
	Figure 12 – Système de régulation avec régulateurs de vitesse et de puissance en parallèle	107
	Figure 13 – Système de régulation avec régulateurs de vitesse et de niveau d'eau en parallèle	108
	Figure 14 – Système de régulation avec régulateurs de puissance et de vitesse en série	108
	Figure 15 – Schéma d'un système de régulation des turbines avec fonction à action anticipatrice	109
	Figure 16 – Schéma de principe d'un système de régulation des turbines avec une fonction supplémentaire de commande de compensation du retour de pression	110
	Figure 17 – Fonction de régulation en mode pompe conventionnel	110
	Figure 18 – Fonction de régulation des systèmes à pompe d'accumulation à vitesse variable en mode pompe	111
	Figure 19 – Fonction de régulation des systèmes à pompe d'accumulation à vitesse variable en mode turbine avec commande de puissance	111
	Figure 20 – Fonction de régulation des systèmes à pompe d'accumulation à vitesse variable en mode turbine avec régulation de la vitesse de rotation	112
	Figure 21 – Boucle d'asservissement du servopositionneur – modèle dynamique simplifié avec régulateurs P	121
	Figure 22 – Boucle d'asservissement du servopositionneur – modèle dynamique simplifié	121
	Figure 23 – Réponse temporelle à échelon et réponse en fréquence de la sortie du servopositionneur	122
	Figure 24 – Schéma fonctionnel du servopositionneur	124
	Figure 25 – Structure parallèle avec une relation fonctionnelle définie et superposition d'un signal supplémentaire	125
	Figure 26 – Structure en série avec une relation fonctionnelle définie et superposition d'un signal supplémentaire	125
	Figure 27 – Structure avec des consignes différentes pour chaque servopositionneur	126

Figure 28 – Contenance du réservoir de pression et plages de pressions	130
Figure 29 – Système à circuit ouvert.....	134
Figure 30 – Courbe de la vitesse au démarrage jusqu'à la synchronisation	136
Figure 31 – Délestage de charge	137
Figure A.1 – Régulateur PID théorique avec structure parallèle pure	152
Figure A.2 – Représentation alternative de PID théorique	152
Figure B.1 – Exemple de schéma de principe fonctionnel d'un groupe de production avec un système de régulation des turbines utilisant un régulateur PID théorique avec un statisme fréquence-puissance	155
Figure B.2 – Comportement de deux groupes de production avec des valeurs différentes de statisme permanent de leur régulateur.....	156
Tableau 1 – Catégories de groupes et de centrales	140
Tableau D.1 – Alternative I – Récapitulatif des cas d'arrêt rapide et d'arrêt d'urgence.....	163
Tableau D.2 – Alternative II – Récapitulatif des cas d'arrêt rapide et d'arrêt d'urgence.....	164

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 61362:2024

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

**LIGNES DIRECTRICES POUR LA SPÉCIFICATION DES SYSTÈMES
DE RÉGULATION DES TURBINES HYDRAULIQUES****AVANT-PROPOS**

- 1) La Commission Électrotechnique Internationale (IEC) est une organisation mondiale de normalisation composée de l'ensemble des comités électrotechniques nationaux (Comités nationaux de l'IEC). L'IEC a pour objet de favoriser la coopération internationale pour toutes les questions de normalisation dans les domaines de l'électricité et de l'électronique. À cet effet, l'IEC - 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 l'IEC"). 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 l'IEC, participent également aux travaux. L'IEC 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 l'IEC concernant les questions techniques représentent, dans la mesure du possible, un accord international sur les sujets étudiés, étant donné que les Comités nationaux de l'IEC intéressés sont représentés dans chaque comité d'études.
- 3) Les Publications de l'IEC se présentent sous la forme de recommandations internationales et sont agréées comme telles par les Comités nationaux de l'IEC. Tous les efforts raisonnables sont entrepris afin que l'IEC s'assure de l'exactitude du contenu technique de ses publications; l'IEC 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 l'IEC s'engagent, dans toute la mesure possible, à appliquer de façon transparente les Publications de l'IEC dans leurs publications nationales et régionales. Toutes divergences entre toutes Publications de l'IEC et toutes publications nationales ou régionales correspondantes doivent être indiquées en termes clairs dans ces dernières.
- 5) L'IEC 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 l'IEC. L'IEC 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 l'IEC, 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 l'IEC, 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 l'IEC ou de toute autre Publication de l'IEC, 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 l'IEC peuvent faire l'objet de droits de brevet. L'IEC ne saurait être tenue pour responsable de ne pas avoir identifié de tels droits de brevets. À la date de publication du présent document, l'IEC n'avait pas reçu notification qu'un ou plusieurs brevets pouvaient être nécessaires à sa mise en application. Toutefois, il y a lieu d'avertir les responsables de la mise en application du présent document que des informations plus récentes sont susceptibles de figurer dans la base de données de brevets, disponible à l'adresse <https://patents.iec.ch>. L'IEC ne saurait être tenue pour responsable de ne pas avoir identifié de tels droits de brevets.

L'IEC 61362 a été établie par le comité d'études 4 de l'IEC: Turbines hydrauliques. Il s'agit d'une Norme internationale.

Cette troisième édition annule et remplace la deuxième édition parue en 2012. Cette édition constitue une révision technique.

Cette édition inclut les modifications techniques majeures suivantes par rapport à l'édition précédente:

- a) prise en compte des dispositions de l'IEC 60308:2005 qui traitent des questions de spécification;
- b) introduction de plusieurs nouveaux sujets techniques;

c) révision rédactionnelle complète.

Le texte de ce document est issu des documents suivants:

Projet	Rapport de vote
4/500/FDIS	4/509/RVD

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

La langue employée pour l'élaboration de cette Norme internationale est l'anglais.

La version française de la norme n'a pas été soumise au vote.

Ce document a été rédigé selon les Directives ISO/IEC, Partie 2, il a été développé selon les Directives ISO/IEC, Partie 1 et les Directives ISO/IEC, Supplément IEC, disponibles sous www.iec.ch/members_experts/refdocs. Les principaux types de documents développés par l'IEC sont décrits plus en détail sous www.iec.ch/publications.

Le comité a décidé que le contenu de ce document ne sera pas modifié avant la date de stabilité indiquée sur le site web de l'IEC sous webstore.iec.ch dans les données relatives au document recherché. À cette date, le document sera

- reconduit,
- supprimé, ou
- révisé.

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

INTRODUCTION

Alors qu'une norme relative aux essais des systèmes de régulation des turbines hydrauliques existe depuis très longtemps (IEC 60308 parue en 1970)¹, il n'existait aucune ligne directrice pour leur spécification jusqu'en 1998. La nécessité de telles lignes directrices se faisait de plus en plus ressentir face au développement rapide et aux nouvelles possibilités, en particulier des composants numériques du régulateur.

Alors que la première édition était plus ou moins rédigée comme complément du guide existant pour les essais, l'objectif de la deuxième édition était de constituer le guide directeur relatif aux systèmes de régulation des turbines.

La deuxième édition du présent document tenait compte de l'expérience acquise avec le guide jusqu'en 2012, ainsi que du progrès technique des technologies sous-jacentes.

La présente troisième édition a été élaborée conjointement avec la troisième édition de la norme pour l'essai des systèmes de régulation des turbines hydrauliques (IEC 60308) afin d'harmoniser leur contenu et leurs dates de publication.

De plus, les normes restent ouvertes à l'état de la technique par l'introduction de nouveaux sujets et l'harmonisation de la structure, ainsi que des termes et définitions des deux normes.

¹ IEC 60308:1970, *Code international d'essai des régulateurs de vitesse pour turbines hydrauliques*. Cette publication a été supprimée et remplacée par l'IEC 60308:2005.

LIGNES DIRECTRICES POUR LA SPÉCIFICATION DES SYSTÈMES DE RÉGULATION DES TURBINES HYDRAULIQUES

1 Domaine d'application

Le présent document contient les données techniques pertinentes utilisées pour décrire les systèmes de régulation des turbines hydrauliques et définir leurs performances. Il a pour objet d'unifier et ainsi de faciliter le choix des paramètres appropriés aux spécifications des appels d'offres et aux offres techniques. Il sert également de base pour fixer les garanties techniques.

Le domaine d'application du présent document est limité au niveau régulateur turbine. En outre, des remarques sur les boucles d'asservissement au niveau de la centrale ainsi que sur les interactions avec le réseau électrique en cas de réglages primaire et secondaire de fréquence (voir également l'Annexe B et l'Annexe C) apportent une meilleure compréhension sans revendiquer leur caractère exhaustif.

Les lignes directrices traitent des fonctions importantes suivantes:

- les régulations de vitesse, puissance, niveau d'eau, ouverture et débit (décharge) des turbines à réaction et des turbines à action, y compris les machines à double régulation;
- les moyens de production de l'énergie de commande;
- les dispositifs de sécurité pour l'arrêt d'urgence, etc.

Pour faciliter l'élaboration des spécifications, les présentes lignes directrices incluent également des fiches techniques, qui sont remplies par le client et par le fournisseur aux différentes étapes du projet et du contrat.

Les essais de réception et les procédures d'essai spécifiques ne relèvent pas du domaine d'application du présent document. Ces sujets sont couverts par l'IEC 60308.

2 Références normatives

Les documents suivants sont cités dans le texte de sorte qu'ils constituent, pour tout ou partie de leur contenu, des exigences du présent document. Pour les références datées, seule l'édition citée s'applique. Pour les références non datées, la dernière édition du document de référence s'applique (y compris les éventuels amendements).

IEC 60308, *Turbines hydrauliques – Essais des systèmes de régulation*

IEC 61131-2, *Mesurage et contrôle des processus industriels – Automates programmables – Partie 2: Exigences et essais des équipements*

3 Termes et définitions

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

L'ISO et l'IEC tiennent à jour des bases de données terminologiques destinées à être utilisées en normalisation, consultables aux adresses suivantes:

- IEC Electropedia: disponible à l'adresse <https://www.electropedia.org/>
- ISO Online browsing platform: disponible à l'adresse <https://www.iso.org/obp>

3.1 Termes et définitions généraux

3.1.1

système de régulation des turbines

équipement technique de régulation de l'ouverture (directrice, pales de roue, injecteur et déflecteur) des turbines hydrauliques

Note 1 à l'article: Dans l'état actuel de la technique, le système de régulation des turbines est constitué d'une partie oléohydraulique et d'une partie électronique, le "régulateur oléohydraulique" et le "régulateur électronique", et d'une interface entre les deux, le convertisseur électro/hydraulique.

3.1.2

système réglé

système commandé par les actionneurs du système de régulation composé de la turbine hydraulique, de ses conduits d'alimentation en eau et d'évacuation, de l'alternateur avec régulateur de tension et du réseau électrique auquel il est connecté

3.2 Termes et définitions relatifs aux niveaux de contrôle-commande, modes de régulation et modes de fonctionnement

3.2.1

niveaux de contrôle-commande

3.2.1.1

niveau régulateur turbine

fonctions de commande directement liées au système de régulation d'une seule turbine

Note 1 à l'article: Les modes de régulation suivants sont relatifs au niveau régulateur turbine:

- régulation de vitesse;
- régulation de puissance;
- régulation de niveau d'eau;
- régulation d'ouverture;
- régulation de débit (le terme "débit" utilisé dans le présent document a la même signification que le terme "décharge").

3.2.1.2

niveau contrôle-commande groupe

fonctions de commande directement liées à l'ensemble du système de contrôle-commande d'un seul groupe (turbine, alternateur, auxiliaires du groupe) y compris le système de régulation des turbines, la régulation de tension, le séquenceur marche-arrêt, etc.

3.2.1.3

niveau contrôle-commande centrale

fonctions de commande liées à l'ensemble du système de contrôle-commande d'une centrale y compris la commande de plusieurs groupes

Note 1 à l'article: En fonctionnement automatique du groupe et de la centrale, le système de régulation des turbines reçoit ses ordres de fonctionnement et consignes depuis les contrôles-commandes groupe et centrale.

3.2.1.4

niveau contrôle-commande réseau

fonctions de commande liées à l'ensemble du système de contrôle-commande du réseau électrique

Note 1 à l'article: Le cas échéant, le système de régulation des turbines intervient par le biais du réglage primaire et/ou secondaire de fréquence (voir l'Annexe B).

3.2.2

modes de régulation au niveau régulateur turbine

3.2.2.1

régulation de vitesse

mode du système de régulation qui traite du contrôle de la vitesse de la turbine

3.2.2.2

régulation de puissance

mode du système de régulation qui traite du contrôle de la puissance de l'alternateur

3.2.2.3

régulation de niveau d'eau

mode du système de régulation qui traite du contrôle du niveau d'eau du réservoir amont

3.2.2.4

régulation d'ouverture

mode du système de régulation qui traite du contrôle de la position de l'actionneur ou des actionneurs principaux de la turbine

3.2.2.5

régulation de débit

mode du système de régulation qui traite du contrôle du débit à travers la turbine

3.2.3

principaux modes de fonctionnement

3.2.3.1

fonctionnement en marche à vide

mode du système de régulation lorsque le groupe n'est pas raccordé au réseau

3.2.3.2

fonctionnement en réseau séparé

exploitation d'un groupe de production interconnecté avec un nombre relativement restreint d'autres groupes de production

Note 1 à l'article: Un tel nombre restreint peut se produire après le déclenchement intempestif des disjoncteurs qui interconnectent le réseau séparé avec un grand réseau électrique interconnecté.

3.2.3.3

fonctionnement en réseau isolé

cas particulier de fonctionnement en réseau séparé constitué d'un seul groupe de production

3.2.3.4

fonctionnement en réseau interconnecté

mode du système de régulation lorsque le groupe est connecté à un réseau stable

3.3 Termes et définitions de la théorie de la régulation

3.3.1

équation différentielle

équation qui décrit le comportement dynamique du système dans le temps, comme cela est indiqué à l'Annexe A

3.3.2

réponse transitoire

réponse du système (sortie) à une variation en échelon de l'entrée

3.3.3**réponse en fréquence**

pour un système linéaire variant dans le temps avec une grandeur variable d'entrée sinusoïdale en régime établi, rapport du phaseur de la grandeur variable de sortie au phaseur de la grandeur variable d'entrée correspondante, représenté en fonction de la pulsation ω

Note 1 à l'article: La réponse en fréquence coïncide avec la fonction de transfert prise sur l'axe imaginaire du plan complexe.

3.3.4**fonction de transfert**

pour un système linéaire invariant dans le temps, rapport de la transformée de Laplace d'une grandeur variable de sortie à la transformée de Laplace de la grandeur variable d'entrée correspondante, avec toutes les valeurs initiales égales à zéro

Note 1 à l'article: L'opérateur de Laplace s est la grandeur variable complexe de la transformée de Laplace, utilisée uniquement pour les fonctions de transfert dans le domaine fréquentiel.

3.4 Indices et préfixes

Paragraphe	Indice/ préfixe lié à	Définition	Symbole	Unité
3.4.1	assigné	indice qui indique le point de fonctionnement assigné du système	r	–
3.4.2	minimale maximale	indice qui indique la valeur maximale ou minimale de tout terme	max. min.	–
3.4.3	écart	préfixe qui indique l'écart de toute valeur par rapport à une valeur définie (en cas de linéarisation, la valeur définie est la valeur en régime établi)	Δ	–
3.4.4	vannage	indice qui associe une grandeur à la position du vannage (directrice)	ga	–
3.4.5	roue	indice qui associe une grandeur aux pales de roue	ru	–
3.4.6	injecteur	indice qui associe une grandeur à un injecteur	ne	–
3.4.7	défecteur	indice qui associe une grandeur à un déflecteur	de	–
3.4.8	vanne principale de garde	indice qui associe une grandeur à une vanne principale de garde	miv	-

3.5 Termes et définitions relatifs à la centrale et aux groupes

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.5.1	énergie hydraulique massique du groupe	énergie massique de l'eau disponible entre les sections de référence de haute et basse pression du groupe	E	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
3.5.2	hauteur de chute de la turbine	$H = E/g$ définition de E , voir 3.5.1 g = accélération due à la pesanteur = $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ (au niveau de la mer)	H	m
3.5.3	niveau d'eau	altitude au-dessus du niveau de référence (généralement le niveau moyen de la mer)	z	m
3.5.4	débit	volume d'eau par unité de temps qui s'écoule à travers une section de l'installation	Q	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
3.5.5	vitesse de rotation	nombre de tours par unité de temps Au lieu de s^{-1} , l'unité rpm est fréquemment utilisée.	n	s^{-1}
3.5.6	fréquence	nombre de cycles par seconde	f	Hz
3.5.7	puissance de l'alternateur	puissance mesurée aux bornes de l'alternateur	P_G	W

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.5.8	moment d'inertie de masse	moment d'inertie pour le calcul de l'effet de volant d'inertie $I = M \times D^2/4 = M \times R^2$ (M = masse, D = diamètre de giration, R = rayon de giration)	I	kg · m ²
3.5.9	écart de couple	écart de puissance divisé par la vitesse angulaire instantanée	ΔM	N·m
3.5.10	constante d'accélération caractéristique de l'inertie du groupe	rapport entre le moment cinétique du groupe et le couple assigné	T_a	s
3.5.11	constante d'accélération caractéristique de l'inertie de la charge	rapport entre le moment cinétique provoqué par le réseau et le couple assigné du groupe	T_b	s
3.5.12	rapport de transmission en couple de la turbine terme alternatif: gain de la turbine	à une position donnée du servomoteur, pente de la courbe du couple m_t de la turbine, à vitesse et hauteur de chute constantes, en fonction de la position du servomoteur y (voir la Figure 1) $e_y = \frac{d(M_t/M_r)}{dy} = \frac{dm_t}{dy}$	e_y	
3.5.13	coefficient d'autorégulation du système réglé	à la vitesse examinée, pente de la courbe de l'écart de couple par rapport à la vitesse à une position spécifiée du servomoteur et à une condition de charge sur le réseau spécifiée $e_n = e_g - e_t$ Il convient que le couple m soit rapporté au couple assigné $M_r = P_r/\omega_r$ et la vitesse x_n rapportée à la vitesse assignée ω_r (voir la Figure 2)	e_n	
3.5.14	coefficient d'autorégulation de la turbine	composante de e_n due à la turbine (indice t) $e_t = \frac{dm_t}{dx_n} = \frac{\omega_r}{P_r} \times \frac{d(P_t/\omega)}{dx_n}$ P_r et ω_r sont les mêmes valeurs de référence que celles utilisées pour déterminer e_n (voir la Figure 2)		
3.5.15	coefficient d'autorégulation de la charge	composante de e_n due à la charge (indice g) $e_g = \frac{dm_g}{dx_n} = \frac{\omega_r}{P_r} \times \frac{d(P_g/\omega)}{dx_n}$ Error! Bookmark not defined. P_r et ω_r sont les mêmes valeurs de référence que celles utilisées pour déterminer e_n (voir la Figure 2)		
3.5.16	temps caractéristique de réflexion d'onde de la conduite forcée	temps exigé pour que les ondes de pression parcourent 2 fois la longueur de la conduite forcée: $T_r = 2 \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{a_i}$ où a_i est la vitesse de propagation des ondes dans chaque tronçon de la conduite forcée; L_i est la longueur de chaque tronçon de la conduite forcée.	T_r	s

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.5.17	temps caractéristique de l'inertie de l'eau terme alternatif: temps de lancer de l'eau	temps caractéristique aux conditions assignées, dû à l'inertie de l'eau dans les adductions hydrauliques, défini par: $T_W = \frac{Q_r}{gH_r} \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{A_i}$ où A_i est la surface de chaque tronçon; L_i est la longueur correspondante; Q_r est le débit assigné; H_r est la hauteur de chute nette assignée; g est la constante de la pesanteur; n est le nombre de sections de la conduite forcée, y compris la bâche spirale et l'aspirateur. Si T_W est calculé pour des conditions autres que les conditions assignées, cela doit être clairement mentionné.	T_W	s
3.5.18	paramètre caractéristique du coup de bélier terme alternatif: constante d'Allievi	rapport du temps caractéristique de l'inertie de l'eau, T_W , au temps caractéristique de réflexion d'onde de la conduite forcée, T_r , aux conditions assignées. $h_W = \frac{T_W}{T_r}$		

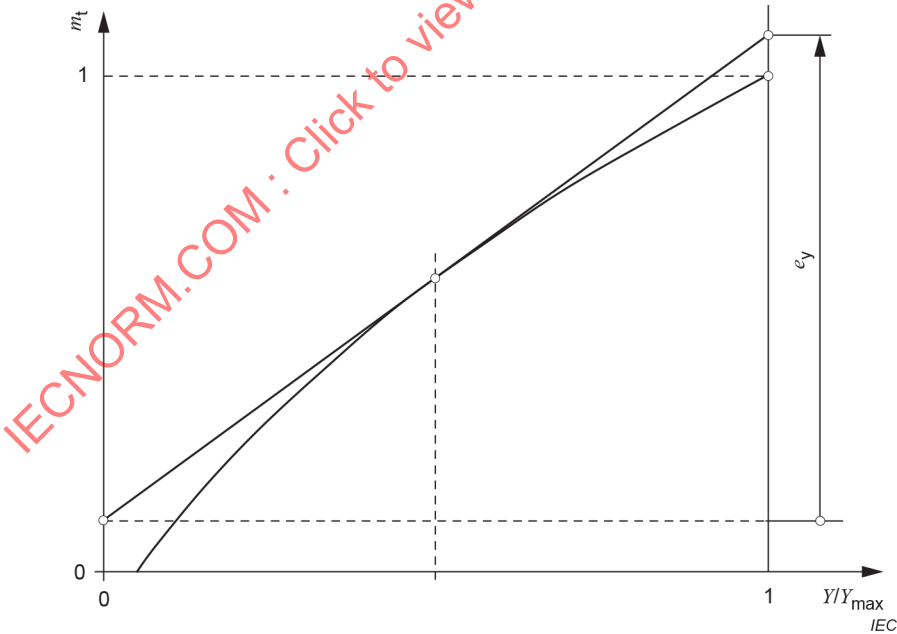


Figure 1 – Rapport de transmission en couple de la turbine

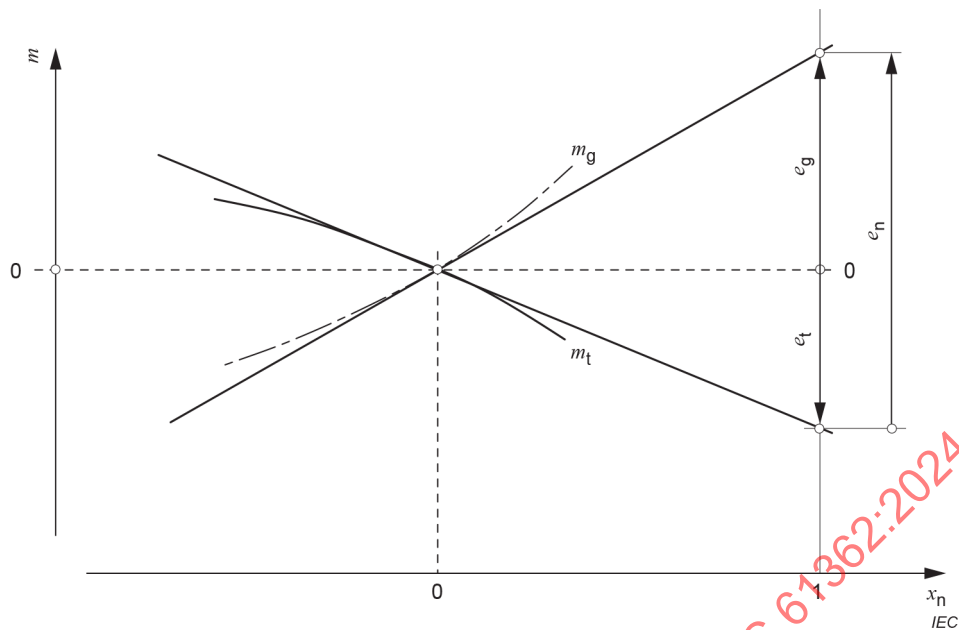
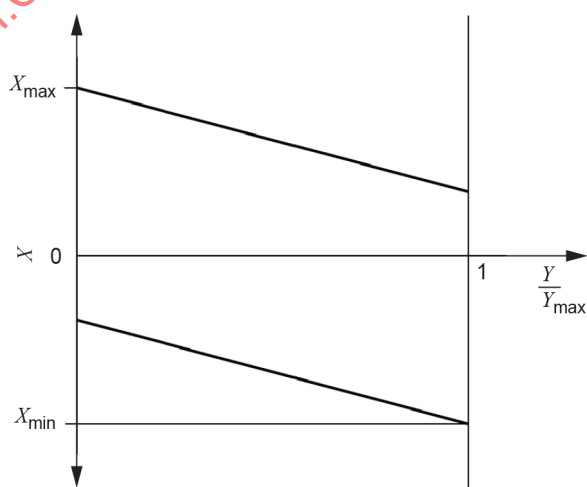


Figure 2 – Coefficient d'autorégulation du système réglé

3.6 Termes et définitions relatifs au système de régulation des turbines

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.1	grandeur variable réglée	grandeur variable qui doit être réglée, par exemple – valeur absolue, valeur dimensionnelle – valeur relative la valeur relative est calculée par le rapport entre la valeur absolue et la valeur assignée, $x = X / X_r$ pour – vitesse de rotation – puissance – ouverture – débit S'écartant de la définition ci-dessus, la valeur relative du niveau d'eau z est calculée comme suit: $x_z = (z - z_{\min}) / (z_{\max} - z_{\min})$	X x x_n x_p x_y x_q x_z	var. – – – – – –
3.6.2	signal de consigne	signal qui peut être ajusté extérieurement: – signal absolu, valeur dimensionnelle – valeur relative la valeur relative est calculée par le rapport entre la valeur absolue et la valeur assignée, $c = C / C_r$ pour – vitesse de rotation – puissance – ouverture – débit S'écartant de la définition ci-dessus, la valeur relative du niveau d'eau z est calculée comme suit: $c_z = (z - z_{\min}) / (z_{\max} - z_{\min})$	C c c_n c_p c_y c_q c_z	var. – – – – – –

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.3	course du servomoteur	course du servomoteur principal, soit – valeur absolue – valeur relative Le servomoteur actionne soit – la directrice – les pales de la roue – les injecteurs – les défecteurs la valeur relative est calculée par le rapport entre la valeur absolue et la valeur maximale, $y = Y/Y_{\max}$ Note 1 à l'article La course maximale effective du servomoteur $Y_{\max}$ est la course mécanique maximale après la mise en service. Compte tenu de la cinématique, elle peut également être liée à l'ouverture, voir le 5.4.5	Y y	m –
3.6.4	consigne de position de course du servomoteur	consigne pour la position de course du servomoteur (valeur relative)	y_o	–
3.6.5	course de la vanne principale de régulation	course de la vanne principale de régulation, soit – valeur absolue – valeur relative Note 1 à l'article La course maximale effective de la vanne principale est la course mécanique maximale après la mise en service.	Y_v y_v	
3.6.6	plage de la grandeur variable réglée	plage de réglage d'une grandeur variable réglée, qui comprend – la valeur maximale de la grandeur variable réglée – la valeur minimale de la grandeur variable réglée Note 1 à l'article En régulation de vitesse ou en régulation de niveau d'eau, la plage de la grandeur variable réglée dépend du réglage moyen du statisme permanent (Figure 3).	$X_{\max}$ $X_{\min}$	– –



IEC

Figure 3 – Plage de la grandeur variable réglée

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.7	signal de sortie du régulateur électronique	signal de sortie du régulateur électronique qui correspond au signal d'entrée du servopositionneur suivant comme valeur relative	m	–
3.6.8	position de la vanne pilote	position de la vanne de contrôle ou vanne pilote	u	–

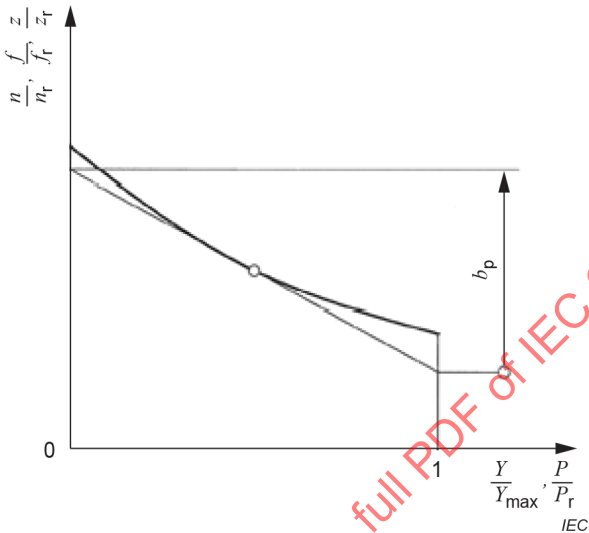


Figure 4 – Statisme permanent

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.9	statisme permanent	fonction qui représente la relation entre – vitesse, fréquence ou niveau d'eau et – ouverture ou puissance dans des conditions de régime établi, soit – comme la pente de la fonction à un point de fonctionnement spécifique soit – comme la pente de la droite entre les extrémités de la fonction Voir Figure 4 Note 1 à l'article Partout où le terme "statisme" est utilisé dans le présent document, la définition de "statisme permanent" s'applique. L'ancien "statisme temporaire" n'est pas défini et n'est plus utilisé dans le document. Note 2 à l'article Les statismes spécifiques suivants sont utilisés dans la pratique: – statisme fréquence-puissance ou statisme vitesse-puissance; – statisme fréquence-ouverture ou statisme vitesse-ouverture; – statisme niveau-ouverture; – statisme niveau-puissance.	b_p	%

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.10	coefficient d'action proportionnelle terme alternatif: gain proportionnel	quotient de la variation de la grandeur variable de sortie sur la variation correspondante de la grandeur variable d'entrée pour un élément proportionnel Note 1 à l'article Comme cela est représenté à la Figure 5, le coefficient d'action proportionnelle produit une action de contrôle proportionnelle à l'amplitude de l'erreur dans un régulateur PI.	K_p	–

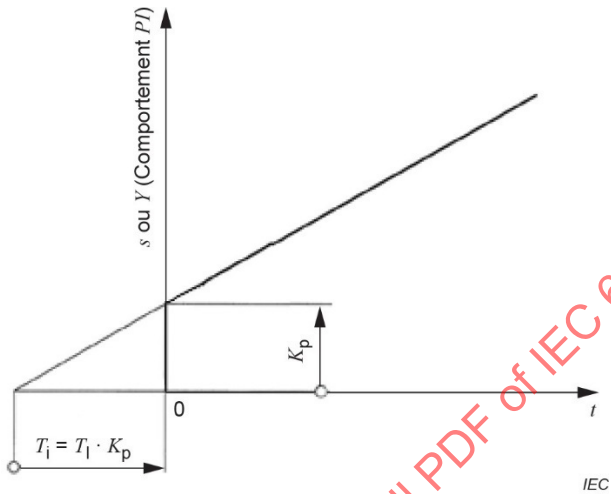


Figure 5 – Coefficient d'action proportionnelle et temps d'action intégrale

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.11	temps d'action intégrale	constante de l'action intégrale d'un régulateur PID théorique Note 1 à l'article L'action par intégration agit pour réduire l'erreur du régulateur à une valeur de zéro. Le taux d'ajustement est proportionnel à l'amplitude de l'erreur et indirectement proportionnel au temps d'action intégrale comme cela est représenté à la Figure 5. Note 2 à l'article Le coefficient d'action par intégration K_I (appelé aussi "gain intégral") est la valeur réciproque du temps d'action intégrale ($K_I = 1/T_I$). Le temps d'initialisation est défini par $T_i = K_p/K_I$.	T_I	s
3.6.12	temps d'action dérivée	constante de l'action dérivée d'un régulateur PID théorique Note 1 à l'article La fonction de transfert ($T_D \times s$) peut être pratiquement exclusivement réalisée approximativement par une fonction de transfert DT_1, c'est-à-dire un terme de dérivation multiplié par un correcteur retard du premier ordre: $\frac{K_{1D} \times T_{1D} \times s}{1 + T_{1D} \times s}$ La réponse à échelon de ce type de fonction de transfert est représentée à la Figure 6. Pour les petites valeurs de T_{1D} l'approximation suivante s'applique, qui représente l'action dérivée théorique: $T_D = K_{1D} \times T_{1D}$ La constante de temps est définie dans les régulateurs PID à structure parallèle par $T_d = K_D/K_p$, avec un coefficient d'action dérivée $K_D = T_D$.	T_D	s

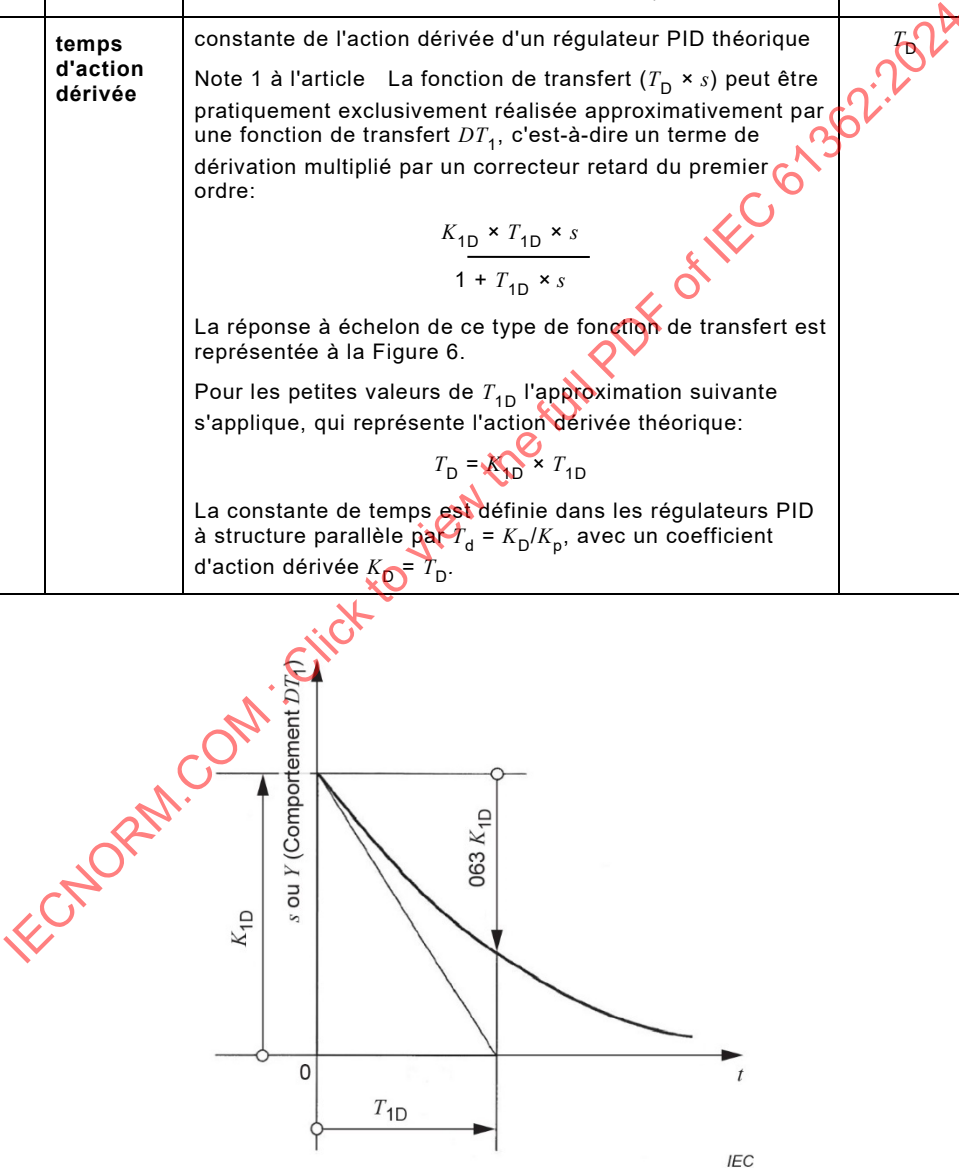


Figure 6 – Constante de temps de dérivation

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.13	zone morte	zone de largeur maximale entre deux valeurs entre lesquelles la variation de la grandeur variable réglée n'entraîne aucune action du système de régulation des turbines VOIR: Figure 7.	i_x	–
3.6.14	insensibilité	moitié de la zone morte	$i_x/2$	–

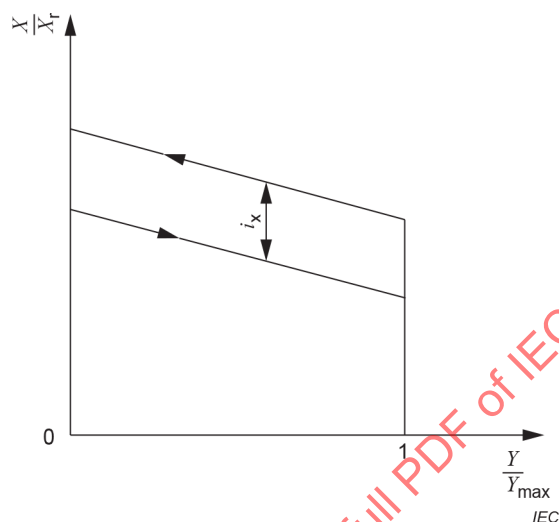
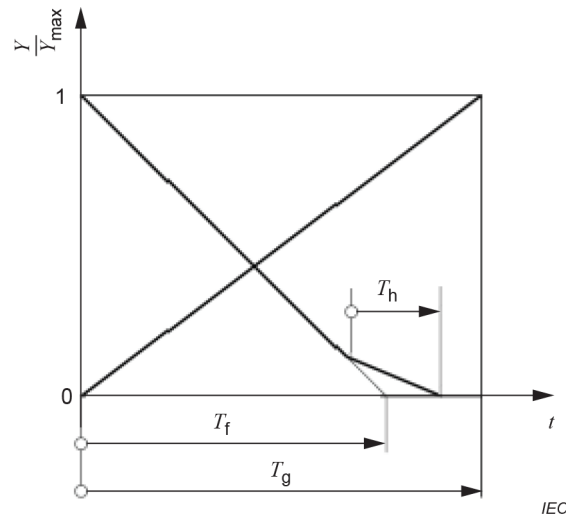


Figure 7 – Zone morte

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.15	temps minimal d'ouverture/fermeture du servomoteur	temps d'ouverture/fermeture pour une course totale du servomoteur, à la vitesse maximale, sans tenir compte des temps d'amortissement VOIR: Figure 8. Note 1 à l'article: Les temps minimaux d'ouverture et de fermeture du servomoteur sont le résultat de calculs des transitoires hydrauliques.	T_g, T_f	s
3.6.16	temps d'amortissement du servomoteur	temps écoulé pendant lequel la vitesse de course du servomoteur est réduite depuis une position spécifiée du servomoteur Y_h/Y_{max} jusqu'à la fermeture totale VOIR: Figure 8.	T_h	s



NOTE Dans le cas de plusieurs vitesses d'ouverture/fermeture, il convient de fournir une courbe.

Figure 8 – Temps minimal d'ouverture/fermeture du servomoteur

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.17	constante de temps du servopositionneur	constante de temps d'un comportement approximatif du servopositionneur utilisant un élément de retard de premier ordre PT1: $\frac{Y}{Y_o} = \frac{1}{1 + sT_y}$ Note 1 à l'article T_y peut être calculée approximativement à partir de T_m: $T_y = T_m/K_{pm}$, voir 5.4.3.	T_y	s
3.6.18	constante de temps du servomoteur	valeur réciproque de la pente de la courbe qui représente la vitesse du servomoteur dy/dt en fonction de la position relative u de la dernière vanne pilote $T_m = \frac{1}{\frac{d(dy/dt)}{du}}$ Note 1 à l'article Pour des raisons pratiques, T_m peut être calculée par une approximation linéaire, voir la Figure 9. Cette approximation n'est valable que dans un intervalle $-\frac{1}{T_f} < \frac{dy}{dt} < \frac{1}{T_g}$ car la vitesse est limitée en dehors de cet intervalle	T_m	s

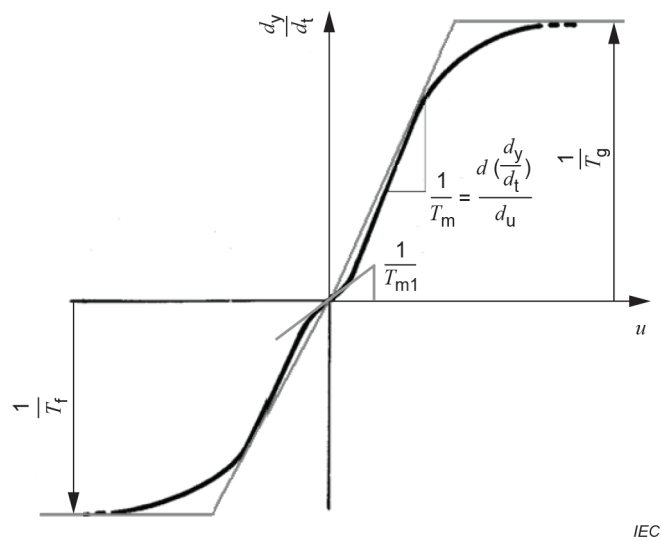


Figure 9 – Constantes de temps de la combinaison servomoteur/servovalve pilote

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.19	constante de temps de la vanne principale de régulation	valeur réciproque de la pente de la courbe qui représente la vitesse de la vanne principale de régulation dy_v/dt en fonction de la position relative u_v de la vanne pilote $T_v = \frac{1}{\frac{d(dy_v/dt)}{du_v}}$ Note 1 à l'article Pour des raisons pratiques, T_v peut être calculée par une approximation linéaire (similaire à la Figure 9 pour T_m).	T_v	s
3.6.20	inexactitude du servopositionneur	variation de position maximale possible du servomoteur qui peut survenir pour une valeur constante donnée du signal d'entrée du servopositionneur VOIR: Figure 10.	i_a	–

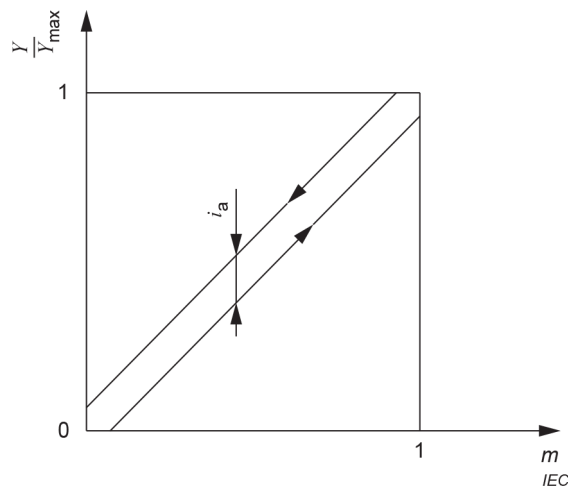


Figure 10 – Inexactitude du servopositionneur

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.21	gain proportionnel du régulateur de la vanne principale de régulation	gain proportionnel (voir le 3.6.10) du régulateur de la vanne principale de régulation	K_{pv}	-
3.6.22	gain proportionnel du régulateur du servomoteur	gain proportionnel (voir le 3.6.10) du régulateur du servomoteur	K_{pm}	-
3.6.23	temps mort du système de régulation	intervalle de temps qui sépare une variation spécifiée de la vitesse ou du signal de consigne et le premier mouvement détectable du servomoteur VOIR: Figure 11.	T_q	s

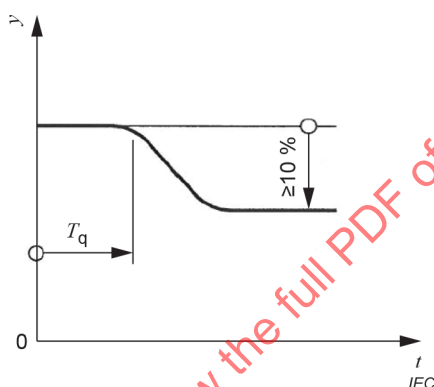


Figure 11 – Temps mort du système de régulation

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.24	énergie de commande	énergie exigée pour une course du servomoteur sous la pression minimale exigée $p_R = E_R/V_S$ compte tenu des conditions de fonctionnement les plus critiques	E_R	N · m
3.6.25	cylindrée des servomoteurs	volume d'huile des servomoteurs	V_S	m ³
3.6.26	volume d'huile de déclenchement	volume d'huile contenu dans le réservoir de pression au point de déclenchement (entre p_T et p_R , voir la Figure 28)	V_T	m ³
3.6.27	volume d'huile utile	volume d'huile utile entre $p_{o \min}$ et p_R VOIR: Figure 28.	V_u	m ³
3.6.28	volume d'huile résiduel	volume d'huile dans le réservoir de pression après un arrêt à pleine charge à partir du point de déclenchement VOIR: Figure 28. Note 1 à l'article L'huile résiduelle n'est pas utilisable.	V_{res}	m ³
3.6.29	pression d'huile de conception	pression de conception du réservoir de pression d'huile	p_D	Pa ^{a)}
3.6.30	pression d'huile de service	pression de l'huile dans les conditions normales de fonctionnement	p_o	Pa ^{a)}
3.6.31	pression d'huile de déclenchement	générat ion d'un arrêt d'urgence lorsque la pression de déclenchement p_T est atteinte; cela implique $p_R < p_T < p_o < p_D$	p_T	Pa ^{a)}

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.6.32	pression minimale exigée	pression minimale exigée dans le circuit d'huile	p_R	Pa ^{a)}
a) L'unité bar est également utilisée.				

4 Structure du système de régulation des turbines

4.1 Généralités

Le système de régulation des turbines hydrauliques se compose des parties principales suivantes:

- régulateur électronique;
- régulateur oléohydraulique;
- convertisseur électrohydraulique (comme interface entre les deux autres parties).

Les fonctions de commande sont mises en œuvre dans le régulateur électronique.

Le régulateur oléohydraulique fournit l'huile sous pression exigée pour la régulation.

Le servopositionneur effectue le positionnement du servomoteur et comprend la fonction de commande de positionnement dans le régulateur électronique, le convertisseur électrohydraulique et les dispositifs de mesure de position exigés.

La combinaison de différentes fonctions de commande avec les servopositionneurs conduit à certaines structures de système de régulation types.

4.2 Principales fonctions de commande

4.2.1 Généralités

Selon les modes de régulation au niveau régulateur turbine, les principales fonctions de commande suivantes peuvent être distinguées:

- régulation de vitesse;
- régulation de puissance;
- régulation de niveau d'eau;
- régulation d'ouverture;
- régulation de débit.

Des combinaisons de ces fonctions de commande existent également dans certains systèmes.

4.2.2 Régulation de vitesse

Le but de la régulation de vitesse consiste essentiellement à maintenir constante la fréquence. Pour les différents modes de fonctionnement, cela signifie que:

- en fonctionnement en réseau isolé avec un seul groupe (réseau de petite taille), la vitesse réelle et, par conséquent, la fréquence correspondent à la valeur du signal de consigne; en fonctionnement en réseau séparé avec plus d'un groupe (réseau de taille moyenne), la régulation de vitesse contribue au réglage de fréquence par l'intermédiaire du statisme permanent de façon à éviter les oscillations entre groupes;

- en fonctionnement sur un grand réseau, avec lequel la vitesse est déterminée par la fréquence du réseau, la régulation de vitesse contribue au réglage de la fréquence du réseau par l'intermédiaire du statisme permanent et des caractéristiques dynamiques du système réglé;
- en marche à vide (avant la synchronisation et après le découplage du réseau), la vitesse réelle correspond au signal de consigne ou à la fréquence réelle du réseau avec un faible écart.

4.2.3 Régulation de puissance

La régulation de puissance par une fonction de commande de puissance distincte est utilisée lorsque le groupe est raccordé au réseau. Son objectif est de régler la puissance du groupe selon un signal de consigne de puissance indépendamment des variations de hauteur de chute. En outre, les variations de fréquence peuvent influencer la puissance par l'intermédiaire du statisme permanent.

4.2.4 Régulation d'ouverture

La régulation d'ouverture sert à positionner l'ouverture du servomoteur selon un signal de consigne d'ouverture, soit en réglage de suivi en mode de régulation superposé (par exemple, régulation de vitesse) soit en mode de fonctionnement spécifique de réglage du réseau. Dans ce dernier cas, la configuration habituelle inclut le statisme de vitesse permanent, qui crée la relation entre la fréquence du réseau et l'ouverture du servomoteur, autour de la consigne d'ouverture issue du système de contrôle-commande de groupe.

4.2.5 Régulation de niveau d'eau

Pour les centrales hydroélectriques au fil de l'eau, il est souvent exigé de réguler le niveau d'eau en amont de la rivière, afin de le conserver relativement constant ou à l'intérieur d'une plage de variation donnée autour d'une valeur fixe. La régulation de niveau d'eau correspondante est habituellement réalisée par l'intermédiaire d'une fonction de commande externe au niveau du système de contrôle-commande centrale. Cependant, dans certains cas, elle peut être aussi gérée par le système de régulation des turbines lui-même.

Dans le premier cas, avec l'utilisation d'un régulateur de niveau externe, la régulation de niveau d'eau est similaire à une fonction de commande secondaire. Pour ce faire, elle compare un mesurage de niveau d'eau à une consigne de niveau ou des valeurs limites de niveau, et modifie, par un algorithme spécifique, le signal de consigne du régulateur principal du système de régulation des turbines (régulateur de débit ou d'ouverture ou de puissance), afin de réguler le niveau d'eau. En cas de participation du groupe au réglage de fréquence du réseau, il convient d'accorder une attention particulière au fait que la constante de temps de la régulation de niveau d'eau doit être suffisamment élevée, de façon à permettre l'action du réglage primaire de fréquence pendant la durée exigée par le gestionnaire de réseau de transport (GRT) selon le code réseau correspondant.

Dans le second cas, le régulateur de niveau d'eau interne compare également le mesurage de niveau à la consigne de niveau ou des valeurs limites de niveau, et modifie le signal de consigne des servopositionneurs, ou de la régulation d'ouverture, y compris le statisme de vitesse permanent. Si la centrale hydroélectrique comporte plusieurs groupes, un statisme niveau-ouverture (voir le 5.3.2) doit être mis en œuvre dans chaque régulateur, de façon à fixer le point de fonctionnement de chaque groupe.

4.2.6 Régulation de débit

Pour les centrales hydroélectriques au fil de l'eau, et en particulier dans le cas de plusieurs centrales en cascade le long d'une rivière, il peut être exigé de réguler le débit au travers des différentes turbines en fonctionnement dans les centrales concernées (voir le 11.4). Dans cet objectif, un système de régulation de débit peut être mis en œuvre au sein de chaque système de régulation des turbines ou à un niveau de régulation plus élevé.

Le débit réel est généralement un mesurage indirect, c'est-à-dire calculé au moyen de courbes caractéristiques en fonction de l'ouverture de la directrice, de l'ouverture des pales de roue ou de la position des injecteurs et, si nécessaire, également selon la hauteur de chute mesurée.

En cas de participation du groupe au réglage de fréquence du réseau, il convient d'accorder une attention particulière au fait que la constante de temps de la régulation de débit doit être suffisamment élevée, de façon à permettre l'action du réglage de fréquence primaire pendant la durée exigée par le gestionnaire de réseau de transport (GRT) selon le code réseau correspondant.

4.3 Configurations de régulateurs combinés

4.3.1 Généralités

Dans les systèmes combinés, des modes de régulation sont assignés à différentes fonctions de commande. Cependant, la sortie du système combiné agit sur le même servopositionneur principal par l'intermédiaire de la consigne d'ouverture.

Pour cette raison, une commutation sans à-coups entre les modes exige une attention particulière. Dans le cas de fonctions de commande distinctes, les paramètres doivent être fixés selon la boucle d'asservissement respective. Le régulateur de vitesse reste toujours opérationnel pour des raisons de sécurité, par exemple pour prendre la relève en cas de délestage de charge ou de passage sur réseau séparé.

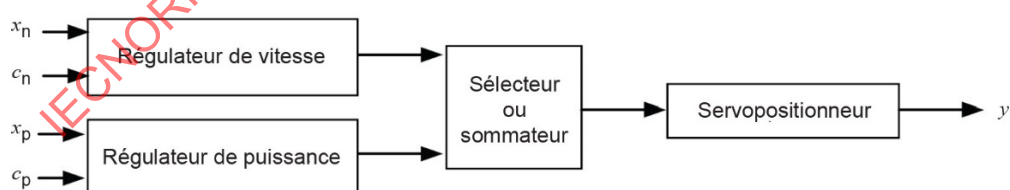
D'autres configurations que celles décrites ci-après sont possibles.

4.3.2 Structure parallèle

Deux fonctions de commande parallèles actionnent un ou plusieurs servopositionneurs par l'intermédiaire d'un sélecteur ou d'un sommateur (voir un exemple de régulateurs de vitesse et de puissance en parallèle à la Figure 12).

Si un sélecteur est utilisé, il comprend souvent une fonction maximale/minimale pour que la boucle de régulation de vitesse prévale dans le cas d'un délestage de charge.

Si un sommateur est utilisé, la commutation des signaux est évitée, mais le régulateur de puissance (ou autre fonction de commande) influence également la régulation de vitesse et doit être réglé de façon à assurer la stabilité.



IEC

Figure 12 – Système de régulation avec régulateurs de vitesse et de puissance en parallèle

La Figure 13 représente une disposition similaire avec régulateur de niveau d'eau.

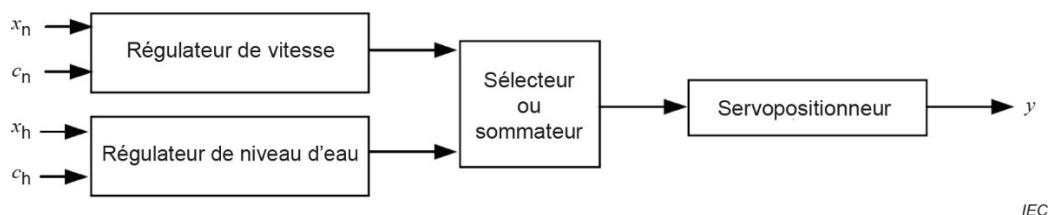


Figure 13 – Système de régulation avec régulateurs de vitesse et de niveau d'eau en parallèle

4.3.3 Structures en séries

Le régulateur de puissance ou le régulateur de niveau d'eau précède le régulateur de vitesse. Ils modifient la consigne du régulateur de vitesse (voir la Figure 14).

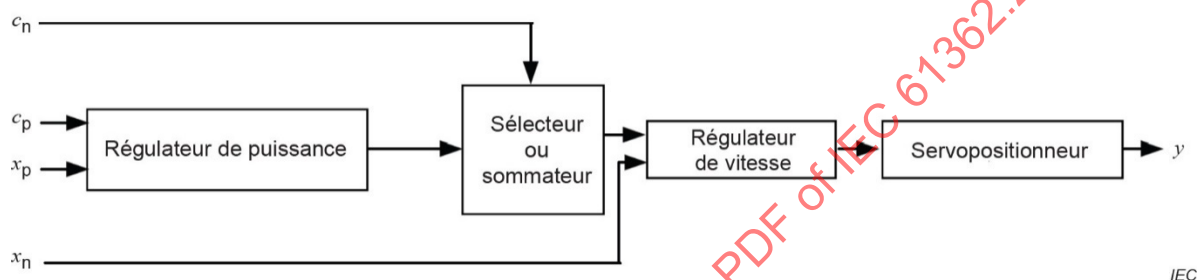


Figure 14 – Système de régulation avec régulateurs de puissance et de vitesse en série

4.4 Fonctions de commande spéciales

4.4.1 Contrôle par action anticipatrice

L'action anticipatrice est une stratégie de régulation qui peut être utilisée avec tout régulateur en boucle fermée pour découpler la réponse du point de consigne des paramètres de gain du régulateur. L'action anticipatrice peut être utilisée pour optimiser la réponse du point de consigne sans avoir à augmenter les gains du régulateur à des valeurs qui entraînent une instabilité du groupe.

L'action anticipatrice peut être mise en œuvre de différentes manières en fonction de la structure du régulateur en boucle fermée.

La Figure 15 représente un schéma fonctionnel général pour la mise en œuvre de l'action anticipatrice à l'aide du point de consigne de la fonction de commande également comme entrée de consigne pour la fonction d'action anticipatrice. L'entrée de consigne pour la fonction d'action anticipatrice peut cependant aussi être obtenue d'une manière plus complexe.

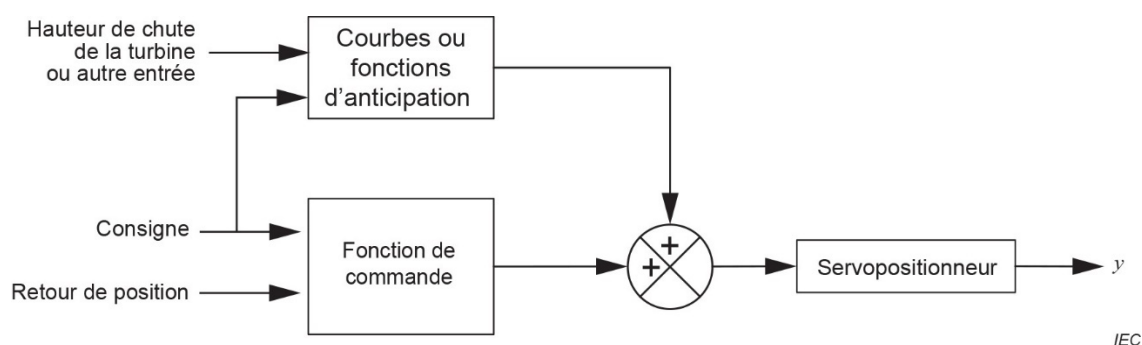


Figure 15 – Schéma d'un système de régulation des turbines avec fonction à action anticipatrice

Cette méthode d'action anticipatrice permet à un groupe hydroélectrique de satisfaire aux exigences de réponse fixées par le gestionnaire de réseau de transport (GRT) et peut être utilisée pour permettre à ce même groupe de fournir des services auxiliaires supplémentaires liés au suivi de la charge par programmation ou répartition.

4.4.2 Rétroaction du niveau de la cheminée d'équilibre ou retour de pression

Dans certaines configurations de centrales hydroélectriques, les régulateurs de vitesse-charge traditionnels PID du système de régulation des turbines ne sont pas suffisants pour obtenir un comportement stable de la centrale connectée au réseau. Cette configuration peut être celle des turbines hydrauliques alimentées par des conduites forcées longues, ou par des conduites forcées reliées à une cheminée d'équilibre de section horizontale inférieure à la section de Thoma, pour des raisons économiques: dans ce cas, l'adduction hydraulique peut avoir une réponse oscillatoire avec un effet de puissance "antirégulation" et un faible amortissement.

Dans une telle situation, une fonction de commande supplémentaire qui comprend un système de compensation du comportement dynamique de l'adduction hydraulique peut être ajoutée au régulateur numérique, afin d'améliorer l'amortissement de l'ensemble du système, de manière totalement stable.

Une conception type d'un tel système de compensation peut être la suivante: la fonction de commande de compensation par retour de position reçoit un signal de mesure de la pression de l'eau de la conduite forcée (ou du niveau d'eau de la cheminée d'équilibre), avec l'objectif suivant. Après une réduction de charge, lorsque la pression de l'eau ou le niveau d'eau de la cheminée d'équilibre augmente, l'action du régulateur contrecarre cette augmentation par ouverture de la directrice de la turbine. La conception de la fonction de commande correspondante peut être principalement fondée sur une action dérivée sur le mesurage de la pression ou du niveau d'eau.

Ce système de compensation peut alors améliorer la stabilisation des oscillations de l'eau à l'intérieur de la conduite forcée ou de la cheminée d'équilibre après des perturbations telles que la perte de groupes voisins, des variations de consigne de puissance ou des perturbations de fréquence.

Il convient toutefois de toujours garder à l'esprit que l'effet positif de cette méthode sur la fluctuation de pression globale a des effets indésirables sur la réponse initiale de la grandeur variable réglée (par exemple, la vitesse ou la puissance).

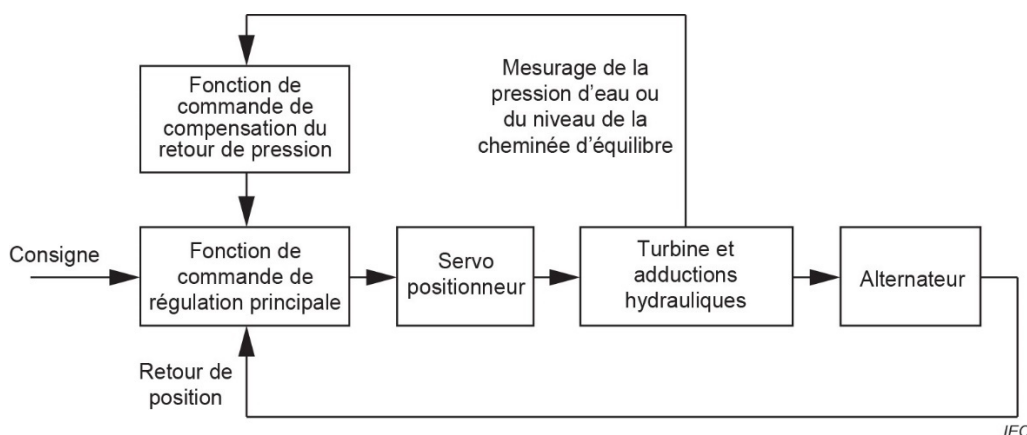


Figure 16 – Schéma de principe d'un système de régulation des turbines avec une fonction supplémentaire de commande de compensation du retour de pression

Cette méthode de compensation du retour de pression peut également être utilisée pour certaines centrales à pompe d'accumulation, avec lesquelles la synchronisation des pompes-turbines est difficile, voire impossible lorsqu'elles fonctionnent trop près de la limite de stabilité hydraulique. La fonction de commande de retour de pression supplémentaire permet d'étendre le domaine de stabilité de la boucle de régulation de vitesse en mode de fonctionnement à vide, afin de couvrir la plage spécifiée de fréquences du réseau.

4.5 Commande des pompes-turbines

4.5.1 Généralités

Il existe deux types principaux de commandes des pompes-turbines: la commande de pompe-turbine conventionnelle et la commande de pompe-turbine à vitesse variable ajustable.

4.5.2 Commande des pompes-turbines conventionnelles

Les pompes-turbines conventionnelles fonctionnent principalement selon deux modes différents, à savoir le mode turbine et le mode pompe. En mode turbine, tous les autres articles du présent document s'appliquent.

En mode pompe, la fonction de régulation exigée est limitée à la détermination de l'ouverture optimale de la directrice en fonction de la hauteur de chute, comme cela est représenté à la Figure 17.

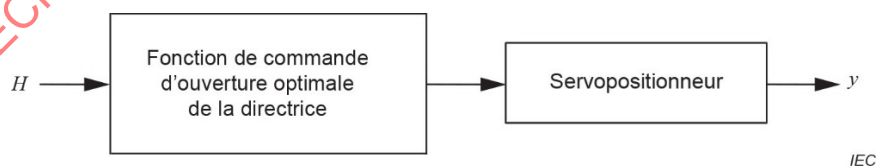


Figure 17 – Fonction de régulation en mode pompe conventionnel

4.5.3 Commande des pompes-turbines à vitesse variable

4.5.3.1 Généralités

Les systèmes à pompe d'accumulation à vitesse variable comprennent un degré de liberté supplémentaire: dans le cas du mode turbine, la vitesse ainsi que la puissance peuvent être régulées indépendamment l'une de l'autre avec une combinaison de la commande de la turbine et de la commande de l'alternateur.

4.5.3.2 Mode pompe

En mode pompe, le rôle du régulateur est de positionner l'ouverture de la directrice à un niveau optimal en fonction de la hauteur de chute et de la consigne de puissance. La configuration est représentée à la Figure 18.

La puissance du moteur de l'alternateur est régulée par le convertisseur de l'alternateur; la vitesse de l'arbre résulte de l'équilibre entre cette puissance et le reste du système.

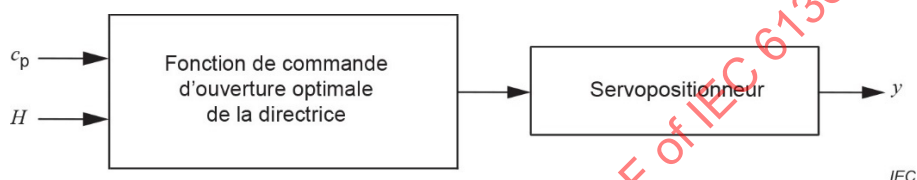


Figure 18 – Fonction de régulation des systèmes à pompe d'accumulation à vitesse variable en mode pompe

4.5.3.3 Mode turbine

4.5.3.3.1 Généralités

Le mode turbine comprend deux types de commande.

4.5.3.3.2 Commande de puissance en mode turbine

Dans le cas de la commande de puissance en mode turbine, la tâche du régulateur est de réguler la puissance selon la consigne de puissance. La configuration est représentée à la Figure 19.

Dans ce cas, la vitesse de rotation est régulée par le convertisseur de l'alternateur.

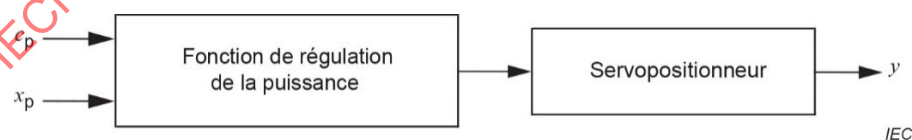


Figure 19 – Fonction de régulation des systèmes à pompe d'accumulation à vitesse variable en mode turbine avec commande de puissance

4.5.3.3.3 Régulation de la vitesse de rotation en mode turbine

Dans le cas de la régulation de la vitesse de rotation en mode turbine, la consigne optimale pour la vitesse de rotation est d'abord calculée en fonction de la hauteur de chute et de la puissance. L'application de cette consigne optimale permet de réguler la vitesse de rotation du groupe. La configuration est représentée à la Figure 20.

Dans ce cas, la puissance est régulée par le convertisseur de l'alternateur.

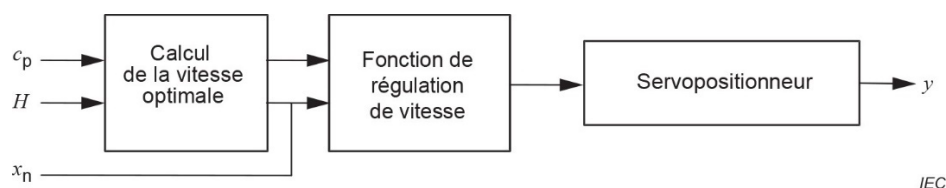


Figure 20 – Fonction de régulation des systèmes à pompe d'accumulation à vitesse variable en mode turbine avec régulation de la vitesse de rotation

4.6 Commande manuelle

La commande manuelle permet de régler l'ouverture ou les ouvertures de la turbine à l'aide du ou des servopositionneurs ou directement par l'intermédiaire de l'actionneur ou des actionneurs. Dans tous les cas, la sécurité du groupe doit être maintenue par la protection contre le surrégime.

La commande manuelle peut être souhaitable pour permettre de poursuivre la production de puissance dans le cas où tout ou partie de la boucle d'asservissement du régulateur est hors service. La commande manuelle peut également être utile pendant la période de mise en service des turbines et pour les activités de maintenance.

Les solutions générales suivantes peuvent être mises en œuvre sous forme de commandes manuelles.

- a) Commande manuelle par utilisation du servopositionneur comme partie intégrante du régulateur électronique

La boucle de positionnement pour la commande manuelle fait partie intégrante du régulateur électronique, ce qui signifie que la commande manuelle n'est disponible que lorsque les fonctionnalités du régulateur électronique ne sont pas dégradées. Toutes les fonctions de supervision sont actives pendant le fonctionnement de la turbine.

Si une disponibilité plus élevée qui comprend la commande manuelle est exigée, une configuration redondante du régulateur électronique peut être utilisée. En cas de défaillance de l'un des systèmes, le système redondant prend le contrôle en gardant les fonctionnalités complètes.

- b) Commande manuelle par servopositionneur indépendant

Dans ce cas, le servopositionneur est totalement indépendant du régulateur électronique et l'entrée de celui-ci passe de la sortie du régulateur électronique au fonctionnement manuel. Une source d'alimentation indépendante et d'autres redondances peuvent être organisées pour améliorer la disponibilité du système.

- c) Commande manuelle par action électronique

L'assemblage de vannes de distribution ou autres vannes séparées est actionné par des moyens électroniques d'une manière indépendante de la sortie du régulateur électronique.

- d) Commande manuelle par action mécanique

L'assemblage de vannes de distribution ou autres vannes séparées est actionné par des moyens mécaniques indépendamment de la sortie du régulateur électronique.

4.7 Linéarisation

Pour certaines fonctions de commande, il est conseillé que la relation entre la valeur de consigne de la grandeur variable réglée et la position du servomoteur soit linéaire. Pour y parvenir, une fonction de linéarisation peut être introduite. Cette fonction peut être mise en œuvre sous la forme d'une courbe unique ou d'un ensemble de courbes comprenant des signaux d'entrée supplémentaires, par exemple la valeur de la hauteur de chute.

Par exemple, la relation non linéaire entre la position du servomoteur et la puissance peut être linéarisée par introduction d'une fonction qui comprend par ailleurs la hauteur de chute en entrée.

4.8 Fonctions de limitation

Afin d'éviter des conditions défavorables pour le groupe, il est souvent exigé que des fonctions de limitation d'ouverture ou de puissance, ou les deux, soient mises en œuvre dans le régulateur électronique.

Exemples de fonctions de limitation:

- en cas de problème temporaire de la conduite forcée raccordée à une turbine qui implique de réduire le débit à travers la turbine, une limitation d'ouverture, avec dépendance de la hauteur de chute, peut être introduite pour limiter le débit correspondant;
- en cas de problèmes techniques de la turbine, de l'alternateur ou du transformateur (par exemple, surchauffe ou qualité d'isolation insuffisante), une solution simple consiste à réduire la puissance du groupe à une certaine valeur, jusqu'à ce que ces problèmes aient été résolus. Cette solution peut être appliquée par la mise en œuvre d'une limitation de puissance dans le système de régulation des turbines, et par un ajustage de la valeur de limitation correspondante.

Avant d'introduire de telles limitations, une attention particulière doit être portée aux sujets de sécurité et notamment à la question des conséquences des défaillances du régulateur électronique. Il convient que les limitations d'ouverture et de puissance assurent généralement une action rapide et présentent toujours un comportement stable avec un faible dépassement (voire sans dépassement pour un meilleur fonctionnement) et des oscillations de puissance résiduelle aussi faibles que possible.

4.9 Transition sans à-coups des modes de régulation

Lorsqu'une transition d'un mode de régulation à un autre est effectuée par commutation d'un sélecteur (Figure 12, Figure 13, Figure 14), les fonctions de commande qui deviennent actives doivent suivre sans à-coups.

Exemples

- Le signal de consigne du régulateur de puissance suit le signal de la puissance réelle en mode de régulation de vitesse.
- Le signal de consigne de vitesse suit le signal de la fréquence réelle en mode de régulation de puissance.
- La consigne de la commande manuelle suit la position réelle de l'actionneur dans les différents modes de régulation.
- Dans le cas d'une commande à distance, les commandes locales respectives doivent suivre les signaux de consigne respectifs.

4.10 Commande d'optimisation

Des configurations spéciales de commande peuvent être mises en œuvre pour optimiser le système du point de vue du rendement global de la centrale, d'un fonctionnement sans à-coups ou d'autres critères.

Exemples:

- relation optimale entre la position de la directrice et des pales de roue (came, voir le 6.4);
- commande de plusieurs injecteurs dans les turbines Pelton (voir le 6.3.4);
- commande individuelle de la directrice (voir le 6.3.4);
- régulation de la vitesse variable des pompes-turbines (voir le 4.5.3).

5 Performances fonctionnelles

5.1 Généralités

Le présent article traite des critères de performances globales applicables à un système de régulation des turbines. Étant donné que les performances d'un système de régulation des turbines dépendent fortement des caractéristiques du système réglé particulier, quelques recommandations sont proposées en premier lieu concernant sa modélisation et sa simulation numérique.

Ensuite, des recommandations sont spécifiées pour les plages de réglage des paramètres pour une configuration PID, exemple le plus courant d'algorithmes de régulation du régulateur. D'autres stratégies de régulation peuvent être appliquées si elles sont adaptées ou souhaitables pour des performances supérieures par rapport aux régulateurs PID.

De plus, certaines considérations sont répertoriées pour le réglage des systèmes de régulation des turbines.

5.2 Modélisation et simulation numérique

5.2.1 Généralités

D'une manière générale, dans le cas de nouveaux aménagements hydroélectriques, un modèle mathématique du système complet constitue une aide précieuse pour une optimisation du comportement transitoire, à moins que le système ne présente pas de difficulté ou qu'il soit similaire aux centrales existantes, ou les deux. Le même principe s'applique à la modernisation des centrales existantes. Le but de ces calculs peut être triple:

- dimensionnement physique des composants des centrales;
- mise en évidence du comportement dynamique du système (phénomènes de résonance, etc.);
- analyse et optimisation du système de régulation.

Ces calculs doivent être fondés sur un modèle représentatif des composants du système, tels que:

- les adductions hydrauliques;
- la turbine et ses mécanismes;
- les caractéristiques principales de l'alternateur en mode de fonctionnement sur un réseau séparé ou sur un réseau interconnecté, ou sur les deux;
- les caractéristiques du réseau;
- le système de régulation des turbines.

Tous les domaines d'étude mentionnés peuvent en principe être traités par les mêmes modèles tandis que l'approche mathématique peut varier. Alors que le dimensionnement physique des composants de la centrale doit être fondé sur des calculs dans le domaine temporel, le comportement dynamique de toute l'installation peut aussi être évalué dans le domaine fréquentiel. Les performances de réglage peuvent être traitées à la fois par des études complémentaires, en fonction de la complexité de l'installation ou des difficultés de stabilité, ou des deux:

- dans le domaine fréquentiel pour ce qui concerne les faibles écarts par rapport au régime établi, afin d'observer les pôles du système en boucle fermée et de calculer les marges de stabilité;
- dans le domaine temporel, soit pour de faibles écarts afin d'examiner le dépassement et l'amortissement des oscillations, mais aussi pour les grands écarts en présence de non-linéarités significatives.

Dans le cas d'études mathématiques du comportement dynamique dans le domaine fréquentiel, une grandeur variable appropriée telle que l'ouverture de la directrice doit être soumise à des variations sinusoïdales (analyse fréquentielle). Ainsi, toutes les plages de fréquences appropriées, pour lesquelles des phénomènes d'excitation peuvent se produire, tels que les tourbillons du tube d'aspiration des turbines Francis ou les résonances aux fréquences propres du tunnel, de la conduite forcée ou de l'alternateur, ou les combinaisons de ces phénomènes, doivent être prises en considération. Ainsi, il convient de noter que le calcul des fréquences propres du système hydraulique peut être inexact du fait que la vitesse de propagation des ondes ne peut être déterminée avec précision.

Pour les études dont l'objectif est une optimisation des réglages de paramètres du régulateur, les calculs dans le domaine temporel offrent l'avantage de prendre en considération les non-linéarités. En général, un critère intégral est appliqué, par exemple

$$\int |x - x_c| \times dt = \text{valeur minimale}$$

ou

$$\int t \times |x - x_c| \times dt = \text{valeur minimale}$$

Il existe des programmes informatiques qui font varier systématiquement les paramètres et qui sélectionnent un ensemble de valeurs optimales. Par l'application de cette méthode à la plage complète de fonctionnement, le réglage d'un régulateur adaptatif peut aussi être déterminé.

L'optimisation du réglage des paramètres du régulateur dans le domaine fréquentiel exige un modèle linéarisé, qui peut être dérivé du modèle non linéaire complet. Il permet l'analyse des marges de stabilité. En vue de performances optimales, l'ensemble des paramètres optimaux peut, par exemple, être déterminé par le positionnement des pôles, c'est-à-dire des racines de l'équation caractéristique. Cette opération exige une certaine expérience.

Le niveau de détail de la modélisation d'une centrale dépend des exigences relatives aux capacités de réglage de ladite centrale.

L'effort à fournir, même pour les systèmes plus petits, peut être relativement coûteux. Les éléments suivants peuvent aider à estimer dans quelle mesure il convient d'appliquer la modélisation dans des cas particuliers.

5.2.2 Adductions hydrauliques

- Concernant la simulation des adductions hydrauliques, la compressibilité du fluide et l'élasticité du matériau de la conduite forcée doivent être prises en compte. Pour le dimensionnement et les études de résonance, il convient d'appliquer également ces éléments aux tunnels et galeries, ainsi qu'aux puits des cheminées d'équilibre. Si dans le domaine temporel, la longueur et la section de l'adduction hydraulique varient, alors l'eau et les parois de ce tronçon peuvent être généralement considérées comme incompressibles et non élastiques.
- Une analyse séparée du tronçon tunnel/cheminée d'équilibre et du tronçon conduite forcée/turbine est souhaitable de façon à déterminer les valeurs extrêmes du niveau de l'eau dans la cheminée d'équilibre et les grandeurs variables transitoires maximales de groupe, comme le surrégime et la surpression, respectivement. Les oscillations du système et le comportement du système de régulation ne peuvent être évalués de façon fiable qu'à partir d'une description de l'installation complète.
- Dans les calculs qui impliquent la cheminée d'équilibre, les dissipateurs d'énergie tels que les étranglements et l'inertie du fluide doivent être pris en compte.

- Dans les centrales de basse hauteur de chute, l'inertie des masses d'eau dans les canaux d'amenée et de restitution de la turbine doit être prise en compte, alors que l'élasticité peut être négligée. Les phénomènes d'intumescence dans les canaux d'amenée ou de restitution, ou les deux, peuvent également être pertinents.

5.2.3 Turbine, alternateur, réseau électrique

- Il convient de définir les caractéristiques de la turbine comme données d'entrée dans l'étude. La régulation de vitesse des turbines Pelton peut poser des difficultés en raison de l'absence de couple négatif et des non-linéarités introduites par le déflecteur. Pour le fonctionnement en réseau séparé, la qualité de la régulation peut être augmentée par le contrôle des déflecteurs.
- Pour les études sur les résonances du groupe qui fonctionne sur un réseau interconnecté, il convient de prendre en compte le facteur d'amortissement de l'alternateur.
- La stabilité du réglage de fréquence des réseaux séparés dépend du type de charge, par exemple résistance, moteur ou charges combinées. La charge de type résistive constitue l'exigence la plus sévère.

5.2.4 Concept de régulation

Le fait que les régulateurs PID continuent d'être utilisés à l'avenir dans de nombreuses centrales pour la régulation de vitesse, de puissance et de niveau d'eau doit être envisagé. Des algorithmes d'ordre supérieur, par exemple des programmes de réglage d'état, sont utilisés pour les exigences des systèmes plus complexes. Ces programmes de réglage d'ordre supérieur, même si leur mise en œuvre nécessite davantage d'efforts, sont justifiés lorsqu'un meilleur comportement doit être obtenu en ce qui concerne l'amplitude des écarts par rapport au régime établi et le retour audit régime.

Il est à noter que le comportement d'un régulateur PID peut aussi être considérablement amélioré par des moyens supplémentaires particuliers déjà disponibles, tels que le contrôle par action anticipatrice (voir le 4.4.1) ou le retour de position de grandeurs variables secondaires (voir le 4.4.2).

Ce principe justifie à son tour la visée du présent document d'utiliser le régulateur PID comme une base et une référence pour les recommandations relatives au système de régulation. Les plages de réglage des paramètres qui sont recommandées suffisent dans tous les cas normaux.

Il convient que des conditions particulières – inerties extrêmement faibles, conduites forcées extrêmement longues, cheminées d'équilibre sous-dimensionnées – fassent l'objet d'une modélisation et d'une simulation numérique. Par ailleurs, ces conditions peuvent exiger une extension de la plage de réglage recommandée des paramètres.

5.2.5 Simulation avec matériel incorporé

Les modèles fondés sur le domaine temporel décrits ci-dessus et mis en œuvre sur des simulateurs en temps réel peuvent être utilisés pour les essais avec matériel incorporé du système de régulation numérique (voir également l'IEC 60308).

5.2.6 Formation du personnel

La formation du personnel à l'exploitation d'une centrale peut être effectuée soit en atelier soit sur site. Si la formation doit être effectuée sur le système de régulation d'origine, un simulateur en temps réel de la centrale relié au réseau SCADA existant peut être utilisé.

5.2.7 Inexactitude des simulateurs de centrale

Toutes les simulations sont sujettes à des inexactitudes. Ce principe s'applique aux simulateurs de centrale, aux calculs de surpressions et aux paramètres de commande, qui sont tous constitués d'éléments similaires. Il existe différentes sources d'inexactitudes. La liste suivante répertorie les inexactitudes inévitables selon leur origine.

En ce qui concerne les données d'entrée, une distinction doit être établie entre

- des inexactitudes imprévisibles des données d'entrée, et
- des simplifications spécifiques apportées au traitement des données d'entrée.

Exemples d'inexactitudes imprévisibles des données d'entrée:

- écarts des diagrammes et courbes caractéristiques des modèles des turbines et des vannes par rapport à ceux des composants réels de la centrale;
- écarts du moment d'inertie du groupe;
- écarts des résistances de frottement et des coefficients de résistance des différents composants;
- écarts des vitesses des servomoteurs de la directrice et des vannes dus aux efforts et moments hydrauliques.

Ces facteurs ne peuvent pas être mesurés à l'avance et peuvent entraîner des différences significatives entre la simulation et la réalité.

Lors de la préparation des données d'entrée, les simplifications systématiques suivantes sont par exemple effectuées:

- simplification des conduits d'amenée, dérivations, cônes dans les adductions hydrauliques;
- ajustement des sections partielles ou des vitesses d'onde des éléments du circuit hydraulique par rapport aux intervalles de temps calculés;
- prise en considération simplifiée de l'inertie des masses d'eau dans les turbines.

Généralement, les effets de ces simplifications systématiques peuvent être maintenus dans des limites acceptables lorsqu'ils sont traités avec attention.

Pour les processus à évolution relativement lente, qui sont soumis à la conception et aux essais du régulateur, des inexactitudes dues aux hypothèses suivantes peuvent être acceptées:

- application de la théorie de l'écoulement linéaire en négligeant ainsi les influences multidimensionnelles;
- négligence de l'énergie de vitesse d'écoulement;
- utilisation de diagrammes et de courbes caractéristiques en régime établi;
- traitement des processus transitoires continus avec une simulation en temps discret fondée sur un temps de cycle choisi.

5.3 Paramètres caractéristiques des régulateurs PID

5.3.1 Généralités

Les paragraphes suivants traitent des paramètres caractéristiques d'un régulateur PID avec statisme permanent. Ils ne couvrent pas les paramètres appropriés relatifs à d'autres algorithmes ou stratégies de régulation de plus haut niveau.

5.3.2 Statisme permanent

Pour les groupes qui participent au réglage de fréquence du réseau, le statisme permanent b_p établit une relation définie en régime établi entre l'écart de fréquence relatif (c'est-à-dire l'écart de vitesse de rotation) et l'écart relatif de la position du servomoteur ou de la puissance, par exemple: $x_n + b_p \times y = 0$

- par application de la position relative du servomoteur, b_p est généralement défini comme le "statisme vitesse-ouverture" ou "statisme fréquence-ouverture";
- par application de la puissance relative, b_p est généralement défini comme le "statisme vitesse-puissance" ou "statisme fréquence-puissance".

Plage minimale de réglage recommandée du statisme permanent pour le réglage de fréquence: 0 % à 10 %

Par exemple, avec une valeur de 5 % = 0,05 du statisme fréquence-puissance, un groupe raccordé au réseau avec un écart de fréquence en régime établi de –1 % (c'est-à-dire –0,5 Hz sur un système électrique à 50 Hz) augmente sa puissance de $-(-1 \%) / (0,05) = 20 \%$ de la puissance assignée P_{Gr} .

Pour des informations complémentaires sur le statisme permanent dans le réglage de la fréquence du réseau, voir l'Annexe B. Un schéma fonctionnel de principe du statisme permanent qui utilise la puissance est représenté à la Figure B.1.

Pour les groupes qui participent à une régulation de niveau d'eau (avec un régulateur de niveau mis en œuvre dans le régulateur), le statisme permanent (défini dans ce cas comme le "statisme niveau-ouverture") établit une relation donnée en régime établi entre l'écart relatif du niveau d'eau et l'écart relatif de la position du servomoteur, par exemple: $x_z + b_p \times y = 0$.

5.3.3 Coefficient d'action proportionnelle K_p , temps d'action intégrale T_I , et temps d'action dérivée T_D

Les paramètres K_p , T_I et T_D définissent la réponse transitoire du régulateur. La réponse transitoire souhaitée peut être obtenue avec différentes représentations de la structure PID, voir l'Annexe A.

Le réglage convenable des paramètres dépend du système réglé et doit être sélectionné de façon à fournir une réponse transitoire satisfaisante. Selon le mode de fonctionnement, des réglages différents peuvent être nécessaires, par exemple

- en régulation de vitesse:
 - en marche à vide;
 - en fonctionnement sur un réseau séparé (exigé seulement pour une charge partielle dans certains cas);
 - en fonctionnement sur le réseau (sur la plage complète de puissances);
- en régulation combinée de la puissance et de la vitesse:
 - en parallèle, voir la Figure 12;
 - en série, voir la Figure 14;
- en régulation combinée du niveau d'eau et de la vitesse, voir la Figure 13.

Pour différents modes de régulation, les valeurs suivantes sont généralement définies:

a) Coefficient d'action proportionnelle K_P

- pour régulateurs de vitesse, entre 0,6 et 10;
- pour régulateurs de puissance: entre 0,1 et 10.

b) Temps d'action intégrale T_I

entre 0,1 s et 20 s.

(Pour la régulation de niveau d'eau, des valeurs beaucoup plus élevées peuvent s'appliquer)

c) Temps d'action dérivée T_D

entre 0 s et 2 s

où le rapport $T_{1D}/T_D = 1/K_{1D}$ (voir le 3.6.11) est généralement compris entre 0,1 et 0,2.

5.3.4 Réglage des systèmes de régulation des turbines

5.3.4.1 Généralités

Une différence significative des centrales hydrauliques par rapport aux centrales thermiques est l'influence du comportement dynamique de l'adduction hydraulique (inertie de la colonne d'eau, influence du coup de bélier) et son effet sur la puissance hydraulique d'entrée aux basses fréquences: ce facteur conduit à l'effet non minimal de phase, qui limite la bande passante atteignable en boucle fermée pour la stabilité de l'ensemble du système de régulation, y compris la turbine et les adductions hydrauliques correspondantes.

Les nouveaux systèmes numériques de régulation des turbines peuvent être réglés de manière flexible pour les différents modes de fonctionnement du groupe, tels que le fonctionnement en marche à vide, le fonctionnement en réseau interconnecté ou le fonctionnement en réseau séparé, avec différents ensembles de paramètres correspondants.

5.3.4.2 Analyse des performances dynamiques

La détermination des paramètres adaptés pour le fonctionnement en marche à vide s'effectue généralement sur site pendant la période de mise en service du système de régulation des turbines avec des essais sur le terrain correspondants, tandis que les paramètres pour le fonctionnement raccordé au réseau peuvent être déterminés à l'avance, généralement par des simulations numériques avant la mise en œuvre sur site lors d'essais sur le terrain.

Le 5.2 donne quelques idées générales concernant la modélisation et la simulation numérique qui peuvent être effectuées afin de prédéterminer le réglage d'un système de régulation des turbines des centrales hydroélectriques.

Avec cet objectif, la théorie générale de commande et les méthodes de réglage correspondantes peuvent être appliquées, au moyen de l'analyse temporelle et dans des cas particuliers également de l'analyse fréquentielle, dans le but de trouver un compromis adéquat entre rapidité de temps de réponse, stabilité et robustesse.

L'analyse des performances dynamiques peut être réalisée pour le mode de fonctionnement en réseau interconnecté et pour le mode de fonctionnement en réseau séparé.

Dans le cas du fonctionnement en réseau interconnecté, il convient que l'analyse tienne également compte des exigences du code réseau correspondant: en général, lorsque la centrale fonctionne en réglage de fréquence de réseau primaire et secondaire (voir l'Annexe B), ces exigences sont principalement définies par la valeur maximale admise du temps de réponse de la puissance pour une perturbation de fréquence donnée, et parfois aussi avec une valeur maximale admise de dépassement. Le périmètre de l'analyse doit être défini dans chacun des cas et peut inclure un certain nombre de points de fonctionnement différents (par exemple, les valeurs de la hauteur de chute et les valeurs de consigne de puissance).

Il convient d'accorder une attention particulière au fait que, pour des raisons physiques, dans certains cas, ces exigences peuvent être difficiles, voire impossibles à respecter (voir l'Annexe C). Le choix d'une structure de système de commande plus complexe, avec des paramètres correspondants adéquats, peut être un avantage dans certains de ces cas.

Dans le cas du fonctionnement en réseau séparé, il convient que l'analyse prenne en considération les petites et grandes perturbations de charge. Pour les perturbations importantes, il convient d'accorder une attention particulière au temps minimal d'ouverture et de fermeture du servomoteur, et l'analyse peut déterminer la valeur maximale de la variation de charge qui conduit à la valeur maximale exigée de l'écart de fréquence. Comme pour le mode de fonctionnement en réseau interconnecté, différents points de fonctionnement peuvent être définis pour l'analyse.

5.4 Autres paramètres des systèmes de régulation

5.4.1 Ajustements du signal de consigne pour les grandeurs variables réglées (vitesse, puissance, etc.) et le limiteur de charge

a) Plages des signaux de consigne

Plage de réglage type:

- pour les régulations de vitesse: -10% à $+10\%$.

b) Durées d'ajustement des signaux de consigne

Les durées d'ajustement doivent être réglées conformément aux cadences de course les plus rapides du servomoteur telles qu'elles sont définies par les diaphragmes (voir aussi le 5.4.4).

5.4.2 Insensibilité du régulateur $i_x/2$

L'insensibilité du régulateur comprend toute la chaîne depuis le capteur de mesure jusqu'à la position du servomoteur.

Limites recommandées:

- régulation de vitesse: $i_x/2 < 2 \times 10^{-4}$
- régulation de puissance: $i_x/2 < 1 \times 10^{-2}$
- régulation de niveau d'eau: $i_x/2 < 1 \times 10^{-2}$
- régulation de débit: $i_x/2 < 1 \times 10^{-2}$

En cas d'exigences moins sévères concernant le réglage de fréquence du réseau, la limite $i_x/2 < 2 \times 10^{-2}$ peut être acceptable pour la fonction de régulation de vitesse. Cette disposition peut s'appliquer aux réseaux dans lesquels de plus grands écarts de fréquence se produisent fréquemment.

NOTE Pour la régulation de niveau d'eau qui s'écarte de la Figure 5, la plage de variation ($X_{\max} - X_{\min}$) doit être utilisée en lieu et place de la valeur assignée X_r .

5.4.3 Caractéristiques dynamiques du servopositionneur

La Figure 21 représente un modèle dynamique linéaire qui peut être utilisé pour représenter un servopositionneur, sur l'hypothèse selon laquelle les caractéristiques de toutes les pièces sont adaptées pour assurer de bonnes conditions de linéarité au système dans la plage de fonctionnement. Le modèle linéaire ne contient pas la limitation de la vitesse maximale du servomoteur.

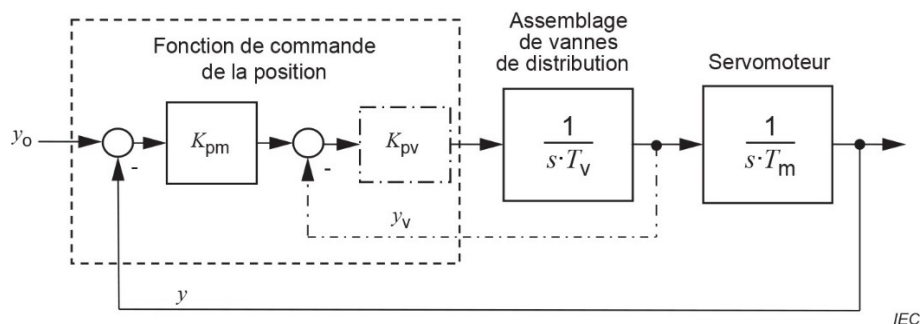


Figure 21 – Boucle d'asservissement du servopositionneur – modèle dynamique simplifié avec régulateurs P

Pour les configurations à deux étages, la boucle d'asservissement du servopositionneur peut être considérée comme deux boucles fermées en cascade:

- boucle externe (boucle d'asservissement de position du servomoteur, avec y comme retour de position du signal d'ouverture);
- boucle interne (boucle d'asservissement de l'assemblage de vannes de distribution (facultative), avec y_v comme retour de position).

Ces boucles ont des constantes de temps différentes (la boucle interne est nettement plus rapide que la boucle externe). Pour une analyse simplifiée, la constante de temps de la boucle interne peut être négligée et les boucles fermées en cascade de la Figure 21 peuvent être simplement représentées par la fonction de transfert de la Figure 22:

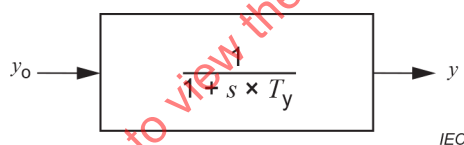


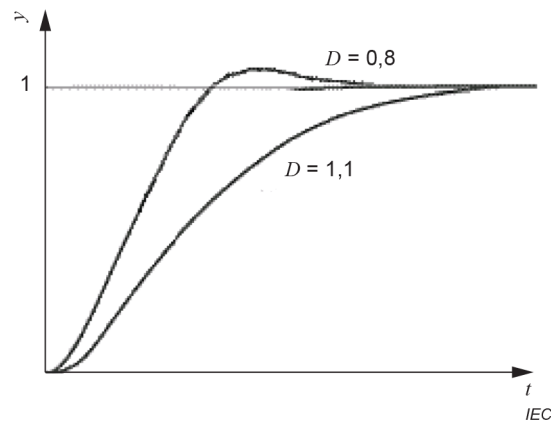
Figure 22 – Boucle d'asservissement du servopositionneur – modèle dynamique simplifié

Compte tenu de la simplification susmentionnée, la constante de temps T_y de l'ensemble du servopositionneur est d'environ

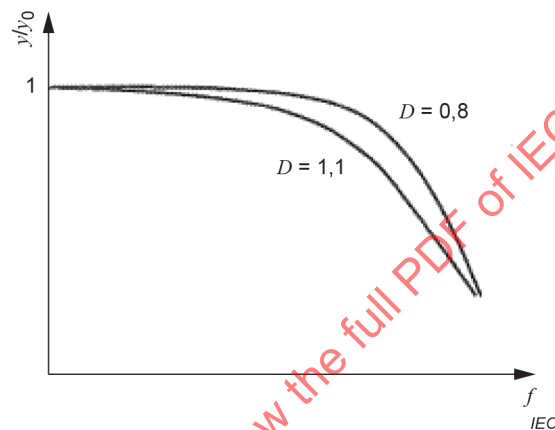
$$T_y = T_m / K_{pm}$$

Afin de fournir une bonne performance globale du système de régulation, il est nécessaire de maintenir les paramètres dynamiques du servopositionneur dans la plage correcte. Dans le but d'augmenter la vitesse de réaction du servopositionneur, une action dérivée est parfois introduite dans le circuit de positionnement en parallèle à l'action proportionnelle.

Dans les cas pratiques, le réglage doit donner une réponse qui correspond à un taux d'amortissement D compris entre 0,8 et 1,1 (voir la Figure 23).



a) Réponse temporelle à échelon



b) Réponse en fréquence

$D < 1$ cas périodique amorti

$D > 1$ cas apériodique

Figure 23 – Réponse temporelle à échelon et réponse en fréquence de la sortie du servopositionneur

5.4.4 Paramètres du servopositionneur

a) Temps minimaux d'ouverture T_g et de fermeture T_f du servomoteur, pour toute la course du servomoteur, qui sont déterminés séparément pour satisfaire aux limitations du coup de bélier et du surrégime. Les diaphragmes ou autres dispositifs adaptés sont dimensionnés de telle sorte que les temps de course effectifs avec la pression d'alimentation d'huile maximale et l'énergie de manœuvre exigée minimale ne soient pas inférieurs au temps de course admissible.

b) Constante de temps du servopositionneur T_y

Cette valeur est utilisée pour la modélisation et la simulation numérique du système.

Valeurs recommandées pour T_y :

- directrice/injecteur: entre 0,1 s et 0,25 s;
- pale de roue: entre 0,2 s et 0,8 s;
- déflecteur: entre 0,1 s et 0,15 s.

Pour les déplacements proches de zéro, de plus grandes valeurs de T_y prévalent en raison du recouvrement et d'autres caractéristiques géométriques spéciales des bords de commande des vannes de distribution (voir T_{y1} à la Figure 9).

NOTE 1 Si la courbe est en paliers ou si dans le cas d'un mesurage de réponse en fréquence, les vitesses limites d'un servomoteur sont atteintes, une constante de temps moyenne effective (en fonction de l'amplitude) peut être utilisée pour les calculs.

c) Inexactitude du servopositionneur dans la disposition de suivi, i_a

Elle peut avoir une influence déterminante sur la zone morte i_x et doit donc être maintenue à une faible valeur.

Valeur recommandée:

$i_a < 0,4 \%^2$ pour le dispositif de servopositionnement complet.

d) Temps mort du système de régulation T_q

Le temps mort du système de régulation T_q résulte de la combinaison d'un temps mort dans le régulateur électronique (temps d'échantillonnage dans le microprocesseur, le cas échéant) et d'un recouvrement dans la vanne de régulation ou d'une disposition en série de plusieurs vannes de régulation, et des jeux dans les connexions mécaniques.

Valeur recommandée:

$T_q < 0,20 \text{ s}^2$.

5.4.5 Non-linéarité du servopositionneur due à la cinématique

La position mesurée du capteur peut différer de la position mécanique du dispositif de commande, par exemple de la directrice ou des pales de roue, en raison des liaisons cinématiques.

Dans les systèmes de régulation numériques, la non-linéarité du mesurage peut être compensée par des fonctions de correction supplémentaires.

Afin d'améliorer la qualité du système de régulation, il est conseillé de maintenir la non-linéarité du servopositionneur dans une plage maîtrisée.

6 Configurations des servopositionneurs

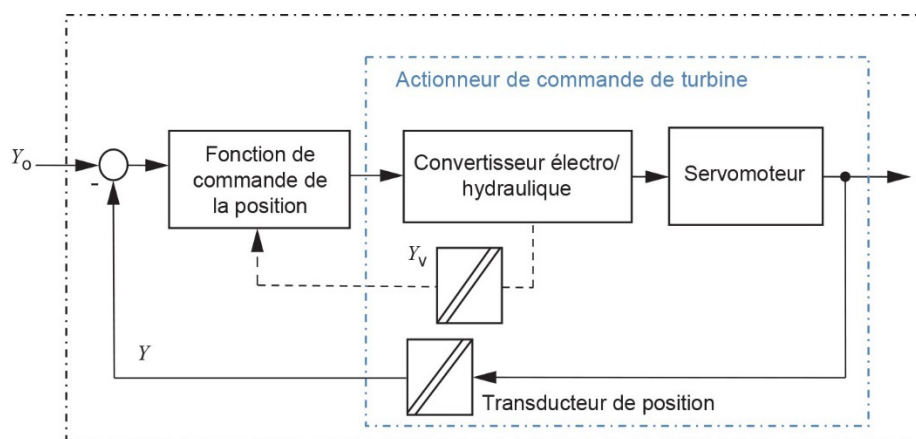
6.1 Servopositionneurs

Le servopositionneur reçoit une consigne d'ouverture de la boucle principale d'asservissement du régulateur de turbine et positionne le servomoteur.

Le servopositionneur comprend généralement les parties suivantes (voir la Figure 24):

- servomoteur;
- transducteur de position;
- convertisseur électro/hydraulique;
- fonction de commande de la position.

² Pour les centrales de petite taille, ces valeurs peuvent être augmentées à: $i_a < 0,6 \%$, $T_q < 0,30 \text{ s}$.



Y_o consigne d'ouverture

Y position du servomoteur

Y_v position de la vanne principale distribution (dans le cas d'une configuration à deux étages)

Figure 24 – Schéma fonctionnel du servopositionneur

6.2 Configurations des servopositionneurs

Selon les volumes d'huile à contrôler, la boucle d'asservissement peut être constituée comme suit:

- les vannes de régulation peuvent être des vannes proportionnelles ou d'autres types comme des vannes tout ou rien;
- l'assemblage de vannes de distribution peut être configuré comme suit:
 - un étage: l'assemblage de vannes de distribution se compose uniquement d'une vanne de régulation, qui agit directement sur le servomoteur, et d'un retour de position électronique ou mécanique au régulateur numérique de la position du servomoteur;
 - deux étages intégrés: l'assemblage de vannes de distribution comporte un amplificateur hydraulique interne avec un deuxième étage, le signal de retour de position est intégré à l'ensemble vanne et le signal de retour de position du servomoteur est relié au régulateur numérique;
 - deux étages: la vanne pilote agit sur la vanne principale distribution, qui commande le servomoteur, les deux signaux de retour de position de la vanne principale de distribution et du servomoteur sont reliés au régulateur numérique.

Le type de configuration influe sur l'exactitude du positionnement et les options de commande manuelle.

6.3 Commande multiple

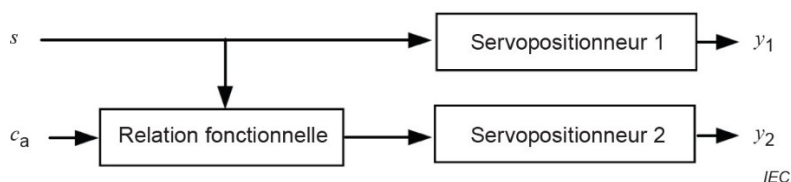
6.3.1 Généralités

En cas d'actionneurs multiples (par exemple, double réglage d'une turbine à directrices et pales de roue réglables), les dispositions suivantes sont distinguées:

- parallèle (voir la Figure 25);
- série (voir la Figure 26);
- individuelle (voir la Figure 27).

La relation fonctionnelle peut être définie de façon non linéaire à travers une seule courbe ou un seul tableau ou un ensemble de courbes ou de tableaux (le cas échéant, un signal supplémentaire peut être utilisé; par exemple, la hauteur de chute peut être utilisée pour influencer la relation de position de la directrice et des pales de roue).

6.3.2 Structure parallèle



s signal de sortie du régulateur électronique

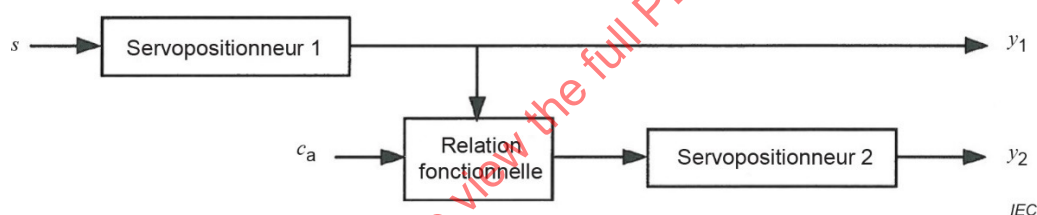
y_1 signal de sortie du servopositionneur 1

y_2 signal de sortie du servopositionneur 2

c_a signal d'entrée pour la relation fonctionnelle

Figure 25 – Structure parallèle avec une relation fonctionnelle définie et superposition d'un signal supplémentaire

6.3.3 Structure en série



s signal de sortie du régulateur électronique

y_1 signal de sortie du servopositionneur 1

y_2 signal de sortie du servopositionneur 2

c_a signal d'entrée pour la relation fonctionnelle

Figure 26 – Structure en série avec une relation fonctionnelle définie et superposition d'un signal supplémentaire

6.3.4 Commande individuelle

Dans le cas d'une commande individuelle de servomoteur, des consignes particulières pour chaque servopositionneur sont calculées par le régulateur (par exemple, commande individuelle de directrice ou d'injecteur).

Une conception particulière de la commande de turbine consiste en la fourniture de servomoteurs individuels pour les directrices et de commandes électrohydrauliques, qui exige une synchronisation, afin de maintenir toutes les directrices à la même position. La synchronisation est réalisée à l'aide de tringleries mécaniques ou de manière électronique, selon le système adopté. Dans le but d'éviter une instabilité, les consignes de chaque servopositionneur peuvent être différentes.

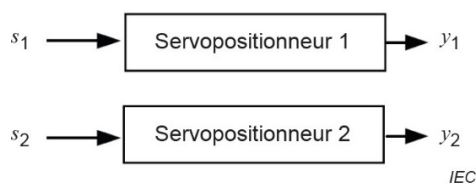


Figure 27 – Structure avec des consignes différentes pour chaque servopositionneur

Dans le cas de directrices ou d'injecteurs avec servomoteurs individuels, il est recommandé de surveiller le synchronisme du positionnement. À cet effet, l'écart de la position de chaque servomoteur par rapport à la position moyenne de l'ensemble est surveillé. Lorsque l'écart dépasse une limite donnée, une alarme ou un arrêt est déclenché. L'écart de régulation de la boucle de positionnement individuel peut également être surveillé. S'il ne revient pas proche de zéro dans un laps de temps donné, une alarme ou un arrêt est déclenché.

6.4 Réglage double des turbines à directrices et pales de roue réglables

La relation fonctionnelle entre les positions des directrices et pales de roue est appelée came de conjugaison.

La hauteur de chute H peut être disposée de manière à influencer de façon additionnelle la relation fonctionnelle. Dans la structure en série, soit le servomoteur des directrices soit le servomoteur des pales de roue peut jouer le rôle directeur.

La relation fonctionnelle définie entre l'ouverture des directrices et l'inclinaison des pales de roue repose généralement sur les résultats d'essais de modèles spécifiques ou en série. La relation peut être vérifiée ou corrigée sur site par des mesurages indiciels ou par des mesurages de rendement ou d'autres grandeurs.

6.5 Réglage double des turbines à injecteurs et déflecteurs

La fonction d'un déflecteur est de limiter l'accroissement de la vitesse lors de délestages de charge et de réguler la vitesse en fonctionnement en réseau séparé en cas de perturbations de grande amplitude. La régulation peut être réalisée selon les méthodes suivantes:

- régulation parallèle des injecteurs et du déflecteur;
- régulation directe des injecteurs, régulation du déflecteur en tant que structure en série;
- régulation directe du déflecteur, régulation des injecteurs en tant que structure en série.

6.6 Autres relations

Les exemples suivants sont relatifs aux équipements décrits du 11.1 au 11.3:

- inclinaison des pales de roue et ouverture des directrices, et éventuellement position du servomoteur des directrices de l'aspirateur, après un délestage de charge afin de réduire le plus possible les intumescences;
- ouverture des directrices et position d'une vanne de dérivation, après un délestage de charge afin de limiter les variations de pression dynamique et les augmentations de vitesse;
- ouverture des directrices et position d'une vanne de dérivation en fonctionnement normal et après un délestage de charge, dans le cas d'un fonctionnement combiné d'une centrale avec un réseau d'irrigation.

7 Instrumentation

7.1 Généralités

Pour les différentes tâches de régulation, les principales grandeurs variables suivantes sont mesurées:

- vitesse de rotation;
- puissance;
- niveau d'eau;
- pression;
- course.

Avec les transducteurs électriques, ces éléments sont importants:

- absence de jeu de denture dans les composants mécaniques;
- résistance à l'environnement;
- linéarité;
- ajustabilité.

7.2 Vitesse de rotation

La vitesse de rotation est mesurée par différentes méthodes:

- roue dentée ou ruban polaire, avec détecteur de proximité ou transducteur d'impulsions (par exemple, fondé sur l'effet Hall);
- mesurage de la vitesse de l'alternateur au moyen de transducteurs (avec utilisation de la tension de l'alternateur ou de la tension de rémanence résiduelle);
- alternateurs tachymétriques (en particulier si une extrémité libre de l'arbre est disponible);
- autres méthodes.

7.3 Puissance

La puissance est mesurée par un transducteur. Le signal d'entrée du régulateur doit être suffisamment filtré (avec un soin particulier afin d'éviter tout retard inadéquat).

7.4 Niveau d'eau

Le niveau d'eau est mesuré soit directement soit indirectement (par exemple, par l'intermédiaire d'un flotteur ou au moyen d'un transducteur de pression ou d'un émetteur pneumatique, ou d'autres capteurs).

7.5 Position d'actionnement (course)

Les positions (par exemple, les signaux de retour de position) sont mesurées par des transducteurs de rotation ou linéaires).

Dans le cas des tringleries, des jeux de denture ou des efforts anormaux (par exemple, en cas de surcourse) doivent être évités. Dans le cas des câbles et d'un ruban de commande, une prétension suffisante est importante. La conception du système doit éviter les phénomènes de résonance avec des marges de sécurité adéquates.

7.6 Transmission de signaux en provenance d'émetteurs électroniques

Pour les grandeurs variables mentionnées du 7.2 au 7.5, des courants de 0 mA à 20 mA ou de 4 mA à 20 mA sont généralement utilisés pour la transmission des signaux de l'émetteur au régulateur. Des signaux < 4 mA et > 20 mA sont souvent utilisés pour la surveillance des signaux. Des câbles blindés ou torsadés sont exigés pour la transmission des signaux de façon à supprimer le parasitage par induction.

En variante, des capteurs peuvent être connectés numériquement à distance par l'intermédiaire d'un protocole réseau. Pour les longues distances, une transmission optique peut être nécessaire.

8 Fonctions et dispositifs de sécurité

8.1 Généralités

Les différents types de séquences d'arrêt du groupe sont liés au système de contrôle-commande de groupe et au système de protection. Le fonctionnement du système de régulation des turbines et des dispositifs ou circuits de sécurité associés doit être conforme aux exigences correspondantes.

8.2 Arrêt rapide et arrêt d'urgence

8.2.1 Généralités

Pour la définition des stratégies de déclenchement (par exemple, arrêt rapide et arrêt d'urgence), des actions de déclenchement et des dispositifs de commande d'arrêt du servomoteur, les critères de déclenchement doivent être différenciés et combinés comme suit.

8.2.2 Actions de déclenchement

- déplacement du servomoteur principal vers sa position de fermeture;
- ouverture du disjoncteur.

8.2.3 Dispositifs de commande d'arrêt du servomoteur

- régulateur de turbine;
- électrodistributeur d'arrêt indépendant du régulateur.

8.2.4 Critères de déclenchement

- défaut mécanique;
- défaut électrique du groupe;
- défaut majeur du système de régulation;
- appui sur le bouton poussoir d'arrêt d'urgence.

8.2.5 Stratégies de déclenchement

Différentes stratégies de déclenchement sont actuellement largement utilisées comme pratique courante en fonction de la combinaison de différents critères de déclenchement, de différents dispositifs de commande d'arrêt du servomoteur et de la séquence correspondante des actions de déclenchement.

Actuellement, les termes "arrêt rapide" et "arrêt d'urgence" ne peuvent être normalisés, car ils sont utilisés de façons différentes et contradictoires au sein de la communauté internationale.

L'Annexe D décrit deux exemples de stratégies couramment utilisées et de définitions pour arrêt d'urgence/rapide.

8.3 Dispositif de protection contre le surrégime

Les types de dispositifs de protection suivants sont utilisés:

- contacts électriques de vitesse d'un système de mesure intégré au régulateur et surveillé par ce dernier;
- contacts électriques de vitesse d'un système de mesure indépendant du régulateur;
- contacts électriques de vitesse commutés par un pendule mécanique de sécurité;
- dispositif oléohydraulique de déclenchement directement activé par un pendule mécanique de sécurité.

8.4 Verrouillages

Les types de verrouillages suivants sont utilisés:

- verrouillages électriques ou hydrauliques, ou les deux, entre le système de régulation et la vanne ou la directrice principale d'arrêt pour éviter les modes de régulation erronés ou les conditions dangereuses;
- verrouillages mécaniques ou hydrauliques, ou les deux, de la directrice pour procurer une protection contre toute éventuelle réouverture après un arrêt rapide ou un arrêt d'urgence;
- verrouillage électrique entre régulation d'injecteur et injecteur de freinage (à contre-jet).

9 Alimentation en énergie de commande

9.1 Généralités

L'énergie de commande nécessaire est fournie, de façon prédominante, par des circuits hydrauliques.

La pression minimale exigée p_R s'obtient à partir de l'énergie de manœuvre E_R ³ exigée et du volume des servomoteurs:

$$p_R = E_R / V_S$$

Les systèmes avec accumulateurs doivent être différenciés des systèmes sans accumulateur.

Les systèmes avec accumulateurs sont préférables lorsque la mise à disposition rapide de grandes quantités d'énergie de commande est exigée (par exemple, dans le cas d'une régulation puissance-fréquence ou lorsque des exigences sévères en matière de réglage de fréquence prévalent).

9.2 Système comportant un accumulateur

9.2.1 Réservoir de pression (accumulateur air/huile)

Concernant la pression maximale utilisable et le calcul, les règles correspondantes s'appliquent (voir la Bibliographie).

Pour empêcher l'entrée d'air comprimé dans le système de commande hydraulique, ce qui peut entraîner des vitesses de déplacement rapide du servomoteur et des transitoires hydrauliques potentiellement dangereux, une vanne d'isolement, telle qu'une vanne à flotteur ou une vanne externe, doit être utilisée.

³ Frottement inclus.

La conception d'un tel appareil et de son système de régulation doit prendre en considération les aspects suivants:

- fermeture en sécurité uniquement si risque d'entrée d'air dans le système;
- fermeture autre que fermeture en sécurité en fonctionnement normal.

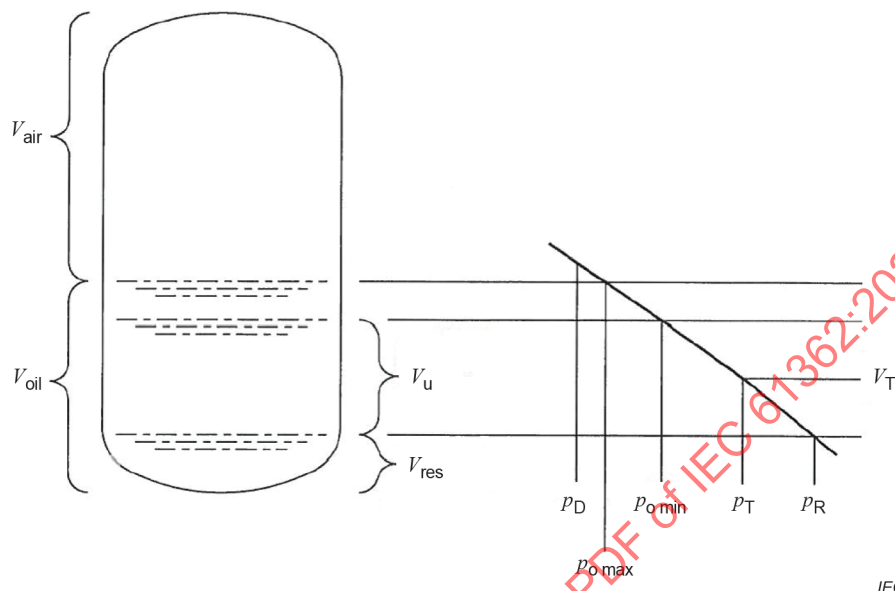


Figure 28 – Contenance du réservoir de pression et plages de pressions

Pression de conception, p_D

- Plage de pressions de fonctionnement

$p_o \text{ max}$ à $p_o \text{ min}$

$$p_o \text{ max} = (0,80 \text{ à } 1,0) p_D^4$$

$$p_o \text{ min} = (0,75 \text{ à } 0,9) p_D$$

- Pression de déclenchement (pression minimale pour arrêt d'urgence)

$$p_T (p_o \text{ min} > p_T > p_R)^5$$

- Pression minimale exigée

$$p_R = (0,5 \text{ à } 0,75) p_D$$

Volume d'huile utile recommandé

- Réglage de boucle unique

$$V_u = 3 V_S$$

- Double réglage

$$V_u = 3 V_{Sga} + (1,5 \text{ à } 2,0) V_{Sru}$$

$$V_u = 3 V_{Sde} + (1,5 \text{ à } 2,0) V_{Sne}$$

⁴ Pour la détermination de la pression maximale de fonctionnement, les règles concernant la pression d'ouverture et la pression finale de la vanne de sécurité s'appliquent.

⁵ p_T est choisie de telle sorte que la pression après la fermeture ne descende pas au-dessous de p_R .

– Vanne principale de garde

$$V_u = 2 V_{Smiv}$$

où

V_S est le volume d'huile de tous les servomoteurs;

V_{Sga} est le volume total de tous les servomoteurs de la directrice;

V_{Sru} est le volume du servomoteur des pales de roue;

V_{Sde} est le volume total de tous les servomoteurs des déflecteurs;

V_{Sne} est le volume total de tous les servomoteurs des injecteurs;

V_{Smiv} est le volume total de tous les servomoteurs de la vanne principale de garde.

Dans le cas de conditions de fonctionnement spéciales en réseau séparé, des valeurs plus élevées peuvent être exigées.

Volume minimal utile d'huile

Si le fonctionnement en réseau séparé n'est pas exigé, le volume d'huile utile peut être réduit à une valeur minimale, ce qui correspond au volume d'huile de déclenchement V_T selon:

$$V_T = V_S + q_l \times t_l + V_{res}$$

où

q_l est le débit de fuite de l'ensemble du circuit d'huile;

t_l est le temps disponible pour assurer un verrouillage mécanique des servomoteurs ou le temps de fermeture de la vanne de garde;

V_{res} est la réserve de volume dans la partie basse du réservoir de pression, y compris une marge de sécurité et un certain volume pour prévenir une entrée d'air dans le système.

9.2.2 Accumulateurs à piston

Des accumulateurs à piston du commerce équipés d'une séparation hermétique entre l'huile et le gaz inerte (en général de l'azote) permettent l'utilisation de pressions plus élevées que celles utilisées pour les accumulateurs air/huile. Un volume d'huile résiduel et une recharge de gaz automatique ne doivent pas nécessairement fournis.

Pour le dimensionnement des volumes du système d'accumulation à piston, la plage de températures ambiantes dans l'environnement de l'accumulateur doit être prise en considération de façon à assurer que des températures ambiantes extrêmement basses ou élevées ne conduisent pas à des situations liées à la position du piston telles que la fermeture en sécurité de la turbine ne soit pas assurée.

Pour les plages de pressions et les volumes d'huile, les mêmes valeurs s'appliquent que pour les accumulateurs air/huile (voir le 9.2.1). La valeur de la réserve de volume V_{res} peut être réglée à zéro.

9.2.3 Accumulateurs à membrane

Comme dans ce cas les volumes huile/gaz ne peuvent pas être directement contrôlés, les accumulateurs à membrane ne doivent pas être utilisés si la fermeture en sécurité du groupe dépend de la quantité d'énergie de stockage dans l'accumulateur. Si la fermeture de la turbine est assurée par d'autres moyens (par exemple, poids de fermeture, ressort de fermeture), les accumulateurs à membrane peuvent être admis.

Dans la mesure où une rupture de la membrane ne peut être totalement écartée, cette situation doit être prise en considération, y compris le transfert consécutif de gaz dissous dans l'huile vers le reste du système. Dans les parties du système avec de faibles niveaux de pression, le gaz est sous forme de bulles. Les bulles de gaz peuvent s'accumuler en certains points du système ou être diffusées à travers les vannes et orifices. Les deux situations peuvent conduire à un dysfonctionnement du positionnement (instabilités, vibrations ou, de façon irrégulière, déplacements partiellement trop rapides des servomoteurs). Par conséquent, en particulier dans le cas de configurations critiques relatives au coup de bélier (par exemple, turbines Pelton avec des conduites forcées longues), il convient d'éviter l'utilisation d'accumulateurs à membrane, ou de ne l'admettre qu'après avoir mené des études détaillées.

9.2.4 Autres systèmes

Pour la sécurité d'arrêt, des accumulateurs à poids ou à ressort (turbines de basse hauteur de chute) et de l'eau prélevée directement sur la conduite forcée (turbines de haute hauteur de chute) en combinaison partielle avec les systèmes à huile sous pression (systèmes combinés) sont utilisés.

Ces systèmes doivent être dimensionnés de telle sorte que la turbine puisse être arrêtée en toute sécurité, c'est-à-dire également en cas de défaillance de l'alimentation en pression d'huile dans les systèmes combinés.

L'ouverture s'effectue dans la plupart des cas avec la pression de l'huile.

9.2.5 Pompes pour les systèmes à accumulateur

Deux pompes entraînées par moteur asynchrone sont normalement prévues, chacune ayant une capacité d'un volume de servomoteurs combinés de turbine par minute, ou une capacité qui permet de recharger le volume d'huile compris entre $p_{o \min}$ et $p_{o \max}$ en une minute. En règle générale, la plus faible capacité de pompe qui correspond à ces deux critères est valide.

Pour des stations oléohydrauliques sous pression combinées pour la turbine et la vanne de garde, la capacité combinée des deux pompes doit permettre d'ouvrir la vanne de garde en 1 min. La sûreté de fonctionnement de telles stations oléohydrauliques sous pression est assurée si la fermeture de la vanne de garde est réalisée par un poids de fermeture ou par la pression de l'eau de la conduite forcée.

Dans le cas d'exigences plus élevées relatives au temps de démarrage du groupe ou à l'activité de régulation, ou aux deux, il convient d'utiliser des pompes de plus grande capacité.

Dans des cas particuliers (par exemple, pour fournir une capacité de démarrage sans alimentation extérieure), l'entraînement d'une seconde pompe peut être réalisé par un moteur à courant continu, par une petite turbine s'il s'agit d'une centrale de haute chute, ou par l'arbre de la turbine.

Dans certains cas, une pompe réservée uniquement à la régulation normale et la compensation des pertes par fuite peut être choisie, en complément des pompes principales ou en remplacement de la seconde pompe de grande capacité.

Pour les groupes de plus petite taille, dans certains cas, une seule pompe peut être installée.

S'il existe un danger de surpression, il convient de prévoir une vanne de décharge.

Les pompes ne font pas partie du concept de sécurité.

9.2.6 Bacs à huile

La disposition recommandée est la suivante:

- le bac à huile doit être conçu pour permettre le drainage du circuit hydraulique complet dans le bac;
- il doit également être conçu pour permettre une vidange complète à des fins de maintenance et pour évacuer l'eau de condensation, par exemple par la disposition d'une plaque inférieure légèrement inclinée.

9.2.7 Équipement auxiliaire

- Réfrigération et chauffage

La réfrigération du système hydraulique n'est normalement exigée que pour les groupes de grande et moyenne dimensions en zones tropicales et pour les turbines Kaplan avec une alimentation en huile de manœuvre qui transite par un palier de l'arbre.

La réfrigération/le chauffage peuvent être souhaitables pour limiter les variations de viscosité de l'huile.

- Évacuation du brouillard d'huile

Tous les bacs doivent posséder au moins un orifice avec cartouche filtrante et collecteur d'huile.

Dans des conditions défavorables (par exemple, centrales électriques souterraines avec une climatisation d'air conditionné en boucle fermée), une évacuation séparée du brouillard d'huile est souhaitable.

- Filtration d'huile

Il convient que les bacs à huile soient équipés d'un système de filtration pour assurer que l'huile reste propre selon les exigences des composants.

9.2.8 Alimentation en gaz comprimé

- a) Pour le réservoir de pression d'air/huile

L'alimentation en air comprimé est généralement assurée par des compresseurs. La pression de conception de ces derniers doit être choisie de façon à être supérieure à la pression de conception du circuit hydraulique p_D . La capacité des compresseurs doit être suffisante pour recharger dans les délais souhaités, en prenant en compte la résistance des tuyauteries du circuit.

Temps recommandé pour le premier remplissage du réservoir:

- entre 6 h et 12 h.

Des paliers appropriés doivent être prévus pour assurer le séchage de l'air.

Un remplissage d'air automatique exige l'équipement supplémentaire suivant:

- un contact à flotteur dans le réservoir de pression;
- un pressostat au niveau du réservoir de pression;
- un module de commande du compresseur.

- b) Pour les accumulateurs à piston ou à membrane

Des bouteilles de gaz et un dispositif spécial de recharge sont nécessaires.

9.3 Systèmes sans accumulateur

9.3.1 Systèmes à débit constant

Ces systèmes sont caractérisés par l'utilisation de pompes à débit constant. En régime établi, l'huile en excès est évacuée au moyen d'une vanne de régulation de pression ou d'une vanne de dérivation.

Afin de réduire la consommation du système, plusieurs pompes de débits différents peuvent être utilisées, en particulier dans le cas des systèmes hydrauliques à grande capacité.

Les pompes hydrauliques doivent avoir une capacité suffisante pour obtenir les temps d'ouverture et de fermeture souhaités de la turbine, compte tenu des débits de fuite respectifs. Dans les cas où des accumulateurs supplémentaires sont fournis (systèmes combinés), seul le temps d'ouverture s'applique. Les pertes par dissipation doivent être compensées par le système de réfrigération.

9.3.2 Systèmes à débit variable

– Systèmes à circuit ouvert

Dans ces systèmes (Figure 29), des pompes à débit variable sont utilisées. Le débit de la pompe est, dans ce cas, adapté au débit instantanément exigé au moyen d'une régulation de pression. De l'énergie de pompage est ainsi économisée en comparaison avec un système à débit constant. Les exigences en matière de réfrigération sont également réduites. La capacité de la pompe est déterminée selon le 9.3.1.

Un petit accumulateur est recommandé pour éviter des chutes de pression momentanées.

Une vanne de sécurité doit être prévue.

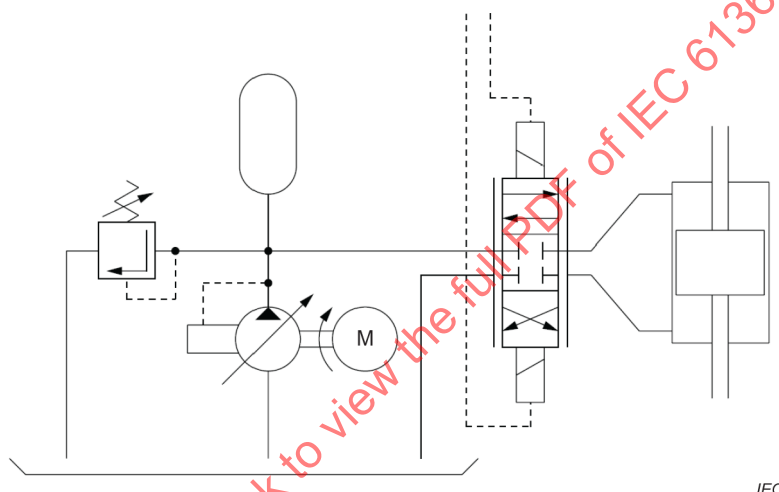


Figure 29 – Système à circuit ouvert

– Systèmes à circuit fermé

Ces systèmes sont caractérisés par le fait que le débit de la pompe et sa direction sont tous deux réglés. Par conséquent, la pompe conjugue les fonctions de production et de distribution de l'énergie hydraulique. Une vanne de régulation n'est pas nécessaire, comme la pompe est directement commandée par le signal de positionnement du régulateur.

Les deux chambres du servomoteur doivent être protégées par des vannes de sécurité dont il convient de préférence qu'elles effectuent la décharge dans la chambre opposée.

Pour couvrir les fuites internes ou pour réaliser des ajustements en cas de différences entre les sections de chambres du servomoteur, ou les deux, des moyens de remplissage par des clapets antiretour doivent être prévus.

Ces systèmes exigent une petite pompe supplémentaire à déplacement constant pour couvrir le besoin de pression d'huile pilote.

9.4 Positionneur électrique direct

Pour des turbines de petite taille, des dispositifs de commande de la directrice entraînés par un servomoteur électrique sont parfois employés. La sécurité d'arrêt peut, dans ce cas, être assurée par un circuit parallèle de fermeture de la vanne de garde ou par une source d'énergie indépendante, ou les deux.