Die Wasserkraftanlage Handeck III der Kraftwerke Oberhasli: conception et dimensionnement de la pompe turbine Isogyre

Autor(en): **Hausmann, G. / Tschumy, A. / Vullioud, G.**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizer Ingenieur und Architekt**

Band (Jahr): **97 (1979)**

Heft 15

PDF erstellt am: **28.03.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-85447

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.
Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.
Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://www.e-periodica.ch

Die Wasserkraftanlage Handeck III der Kraftwerke Oberhasli

II*)

Conception et dimensionnement de la pompe turbine Isogyre

Par G. Hausmann, A. Tschumy, G. Vullioud et C. Wavre, Genève

Les diverses études entreprises par le maître-d'œuvre aboutirent pour l'équipement électromécanique d'Handeck III au choix d'un groupe horizontal dont les puissances en turbinage et en pompage furent respectivement fixées à 55 et 48 MW. L'analyse des différents modes de fonctionnement possibles pour l'ensemble du complexe ainsi étendu a conduit à définir la variation de chutes nettes et de hauteurs manométriques à prendre en considération si bien que finalement le groupe Isogyre d'Handeck III a été dimensionné et construit pour les caractéristiques suivantes:

Marche en turbine						
Chute nette H_n (m)	310	340	370	400	430	460
Débit nominal Q (m^3/s)	11,05	11,81	12,50	13,14	13,78	13,40
Débit surcharge Q_{max} (m^3/s)	13,66	14,36	15,10	15,37	14,24	13,40
Puissance nominale N (MW)	30,20	35,72	41,32	47,11	53,23	55,00
Puissance maximum N_{max} (MW)	36,50	42,42	49,31	55,00	55,00	55,00
Marche en pompe						
Hauteur manométrique H_m (m)	400	425	450	475		
Débit Q (m^3/s)	10,80	10,08	9,28	8,22		
Puissance N (MW)	47,75	46,70	45,22	42,60		

La vitesse de rotation du groupe a été fixée à 1000 t/min pour les deux modes de fonctionnement, ce qui a permis de concevoir, dans le domaine des vitesses spécifiques encore favorables, une pompe à un seul étage nécessitant une implantation tout à fait compatible avec la disposition projetée.

La comparaison des domaines de chutes nettes et de hauteurs manométriques présentées dans ce tableau met en évidence l'intérêt d'un dimensionnement tout à fait indépendant des roues de turbine et de pompe en tenant compte des caractéristiques propres de leurs aubages respectifs; il est ainsi possible de placer le point de meilleur rendement au centre de chacun des domaines de fonctionnement et de respecter parfaitement les débits en turbine et en pompe qui ressortent d'une étude de rentabilité.

*) Vgl. «Schweizer Ingenieur und Architekt», Heft 14, S. 229–244, 1979

Profil hydraulique

L'ensemble de ces considérations aboutit au tracé d'un premier profil hydraulique qui montra que la conception générale adoptée pour la première réalisation industrielle, le groupe Isogyre de *Robiei,* pouvait être globalement reconduite pour le groupe cinq fois plus puissant d'Handeck III. Pourtant l'augmentation des dimensions interdisait cette fois le dénoyage par air comprimé; la solution d'un dénoyage à pression atmosphérique fut alors adoptée, la gravitation alliée à la pression fournie respectivement par la roue de pompe en marche normale ou par la roue de turbine en «pompage inversé» assurant la vidange. A cet effet une vanne-papillon fut intercalée sur chacun des conduits basse pression.

En outre l'adoption de labyrinthes rétractables à la périphérie des roues permit de supprimer l'arrosage lors du fonctionnement en régime dénoyé et ainsi les pertes d'énergie qui en résultaient.

Le premier dimensionnement montra que la construction de modèles réduits spécifiques à cette installation était superflue. En effet du côté turbine la roue était de vitesse spécifique connue et la technique consistant à supprimer une turbine partielle pour assurer le passage de l'arbre traversant éprouvée.

Côté haute pression la forme particulière de l'anneau d'entretoises tracées pour inverser la composante périphérique de l'écoulement avait déjà fait l'objet d'études antérieures.

Du côté pompe, le profil hydraulique proposé était, lui aussi, très voisin de celui d'un modèle existant. Seule une légère augmentation du diamètre extérieur de la roue, sans modification de l'angle de sortie a été prévue pour l'adapter aux hauteurs manométriques imposées.

La recherche d'une solution visant à réduire la longueur de la ligne d'arbre a conduit à disposer un palier dans le canal d'aspiration de la pompe; ce bulbe porté par quatre ailettes radiales a fait l'objet d'un essai particulier visant à définir son influence sur la caractéristique $Q-H_m$ et sur les limites admissibles de cavitation.

La comparaison de ces limites avec les conditions imposées par le fonctionnement avec l'un ou l'autre des bassins de Handeck ou de Trift a permis le dimensionnement définitif de la roue.

Les évacuateurs de fuite du labyrinthe central commun à la pompe et à la turbine ont également fait l'objet d'essais visant à définir, pour différentes formes, la limite de saturation des conduites d'évacuation.

Particularités constructives

Le groupe d'Handeck III est à axe horizontal avec une ligne d'arbre portée par trois paliers. Le palier central situé entre le moteur-alternateur et l'Isogyre est combiné avec la butée et la contre-butée.

Un palier de guidage est disposé à l'extrémité de la machine électrique et un autre palier de même type est situé à l'extrémité du bout d'arbre Isogyre dans un croisillon disposé entre la roue de pompe et le coude à ailettes. Un jeu de chicanes multiples assure dans celui-ci la séparation des fuites d'huile et d'eau aux différents labyrinthes.

La ligne d'arbre du groupe est formée d'un arbre moteur-alternateur combiné avec les butées axiales et d'un arbre Isogyre accouplé au premier par l'intermédiaire de plateaux avec boulons ajustés.

La figure 1 montre une coupe longitudinale du groupe pompe-turbine Isogyre dont les particularités constructives sont décrites, pour les éléments principaux de la machine hydraulique, dans les paragraphes suivants.

Bâche spirale

La bâche spirale unique est liée au béton de base et au rocher par de longs tirants précontraints. Son tuyau d'entrée est relié à la conduite forcée par un jeu

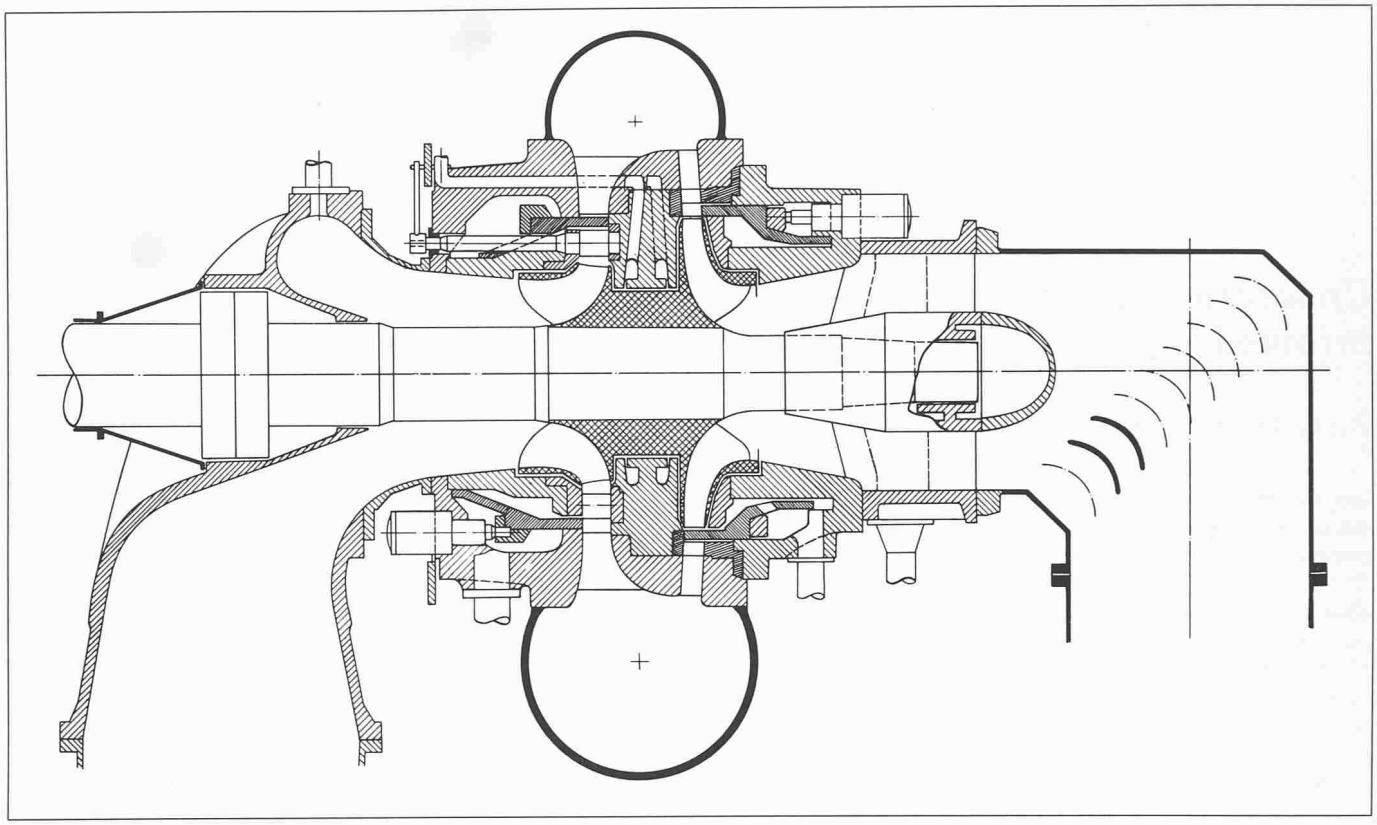


Fig. 1 Coupe longitudinale du groupe pompe-turbine Isogyre

de brides entre lesquelles est insérée une vanne sphérique qui sert d'organe de sécurité. Elle comporte en outre une conduite de dérivation sur laquelle est fixé l'orifice compensateur dont la partie aval rejoint le canal d'évacuation de la turbine. Les viroles de la bâche sont soudées sur deux anneaux dont l'un porte les entretoises de la turbine et l'autre les ailettes du diffuseur fixe de la pompe.
Ces anneaux sont séparés par une paroi médiane commune qui tient en son diamètre intérieur le joint labyrinthe central; celle-ci comporte en outre une série de canaux d'évacuation des eaux de fuite de ce labyrinthe.

Vannes-fourreaux

Ce type d'obturateur qui a déjà fait ses preuves dans de nombreuses réalisations industrielles est appliqué ici pour isoler successivement de la bâche la roue qui n'est pas en fonction. Chaque fourreau est entraîné par quatre vérins comportant une chambre de fermeture à eau, celle-ci étant prélevée sur la conduite forcée, et une chambre d'ouverture à huile, l'énergie étant fournie par un groupe de pompage haute pression. En position fermée les fourreaux s'appuient sur des anneaux d'étanchéité frontaux fixés sur la paroi médiane de la bâche spirale.
Côté turbine c'est l'anneau d'entretoises qui supporte les vérins et le guidage du fourreau est assuré par des patins fixés sur le fond annulaire. Cette disposition assure un guidage parfait et ne nécessite aucun asservissement entre les vérins de manœuvre. Les essais effectués en ateliers ont démontré qu'en cas de blocage du fourreau par un corps étranger aucun coincement n'était à craindre.
Côté pompe le guidage est assuré au niveau du prédiffuseur et du fond. La manœuvre est pilotée par une soupape à tiroir réglant le temps de fermeture de la vanne

Roues

Le montage côte à côte sur un même arbre de la roue de pompe et de la roue de turbine constitue l'une des particularités intéressantes du groupe Isogyre. Cette disposition nécessite une fixation particulière des roues permettant un démontage aisé tout en assurant la transmission du couple moteur.
La solution retenue à Handeck consiste à fixer les deux roues par un emmanchement sous pression d'huile selon le procédé SKF. L'injection d'huile sous haute pression entre la douille conique et la roue entraîne une dilatation de celle-ci, ce qui permet son introduction au moyen d'un vérin hydraulique. Les deux roues se démontent du côté pompe après enlèvement du coude à ailette et du fond pompe.

Joints des roues

La périphérie de chaque roue est munie d'une frette disposée vis-à-vis d'une contre-frette fixe dont le diamètre intérieur peut être volontairement réduit sous l'effet d'une déformation élastique produite par une pression d'huile agissant sur leur diamètre extérieur.
Cette disposition brevetée par Charmilles constitue un joint dit «rétractable» en ce sens que le jeu roue-contre-frette est amené à sa plus faible valeur au droit de la roue en service tandis qu'il conserve sa grande valeur dans la roue qui tourne dans l'air.

Orifice compensateur

Du type «rectiligne» l'orifice compensateur est disposé sur la tubulure reliant la bâche spirale à l'aspirateur de la turbine. Selon la conception Charmilles la cylindrée à la fermeture du servomoteur de vannage est générée, lors d'une décharge brusque de la turbine, par le mouvement d'ouverture de l'orifice compensateur.
Un système de verrouillage hydraulique empêche l'ouverture intempestive de l'orifice lorsque le groupe Isogyre fonctionne en pompage.

Vanne sphérique

La vanne sphérique est prévue pour être fermée en eau-vive, contre les débits maxima de la turbine et de la pompe. La fermeture et l'ouverture de la vanne sont commandées automatiquement et comprises dans les séquences de fonctionnement de l'Isogyre.
Cette vanne est constituée d'une corps tronconique comportant deux paliers garnis de bronze-téfloné autolubrifiant pour recevoir les tourillons de l'obturateur. Dans sa position «vanne ouverte» celui-ci présente un orifice de passage équivalent au diamètre d'entrée de la bâche.
Sa manœuvre de rotation est assurée par un vérin hydraulique différentiel

fixé à une oreille prévue à cet effet sur le corps de vanne et alimenté par la pression d'eau régnant dans la conduite d'amenée.
Le piston de ce vérin agit sur l'obturateur par l'intermédiaire d'une bielle et d'un levier calé sur l'un des tourillons.
L'étanchéité de la vanne en fin de fermeture est assurée par un siège mobile appliqué automatiquement contre le siège de l'obturateur par pression d'eau de commande après chaque manœuvre de fermeture. Ce siège de service est situé à l'aval du corps de vanne, dans le sens «fonctionnement en turbine».
En amont du corps de vanne un second siège mobile, identique au premier, appelé siège de révision, peut être appliqué manuellement à l'aide d'un robinet à quatre voies. Une fois le siège de révision fermé, on peut procéder au remplacement du siège de service sans vidanger la conduite d'amenée.

Vannes-papillon

Les deux vannes papillon sont situées sur les conduits basse pression aboutissant à l'Isogyre et permettent ainsi d'isoler l'un ou l'autre des circuits de pompe ou de turbine dans les opérations de dénoyage. Les manœuvres d'ouverture et de fermeture se font uniquement en eau morte; elles sont commandées automatiquement et comprises dans les séquences de fonctionnement de l'Isogyre.
Selon une autre particularité chaque vanne s'ouvre automatiquement au cas où la pression d'eau dans le coude d'entrée de la pompe ou dans l'aspirateur de la turbine atteint accidentellement une valeur supérieure à celle qui régne sur l'autre face de l'obturateur. A cet effet une excentricité a été prévue entre l'axe des tourillons de la lentille et l'axe de son plateau.
Au point de vue constructif le corps cylindrique de chaque vanne comporte deux paliers qui comme ceux de la vanne sphérique, sont garnis de bronze-téfloné pour recevoir les tourillons de la lentille «treillis». Parmi les autres particularités intéressantes de ces vannes il convient de remarquer:
- le joint périphérique profilé en caoutchouc qui garantit une étanchéité parfaite à la fermeture,
- la manœuvre de fermeture assurée par un contrepoids fixé à l'extrémité d'un des tourillons de la lentille,
- la manœuvre d'ouverture commandée par un vérin oscillant à huile dont l'une des extrémités est fixée au levier du contrepoids et l'autre est appuyée au sol.

Essais préliminaires

Conformément à ce qui a été prévu lors des études, des essais préliminaires ont été effectués sur place par la méthode thermodynamique dans le but de définir les retouches éventuelles à apporter aux roues pour que les caractéristiques de l'Isogyre en fonctionnement turbine et pompe satisfassent pleinement aux exigences du cahier des charges.
L'intérêt de tels essais s'est d'ailleurs révélé beaucoup plus large puisqu'ils ont permis de mettre au point l'appareillage

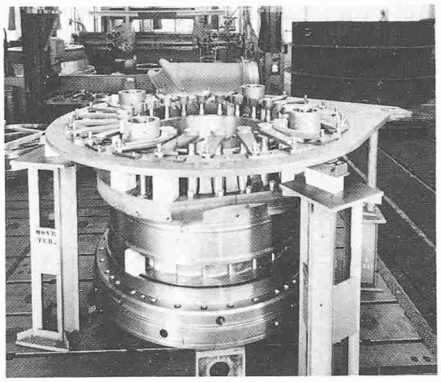


Fig. 2. Prémontage en ateliers du distributeur et de la vanne-fourreau turbine de l'Isogyre

de mesure principalement au niveau des sondes de soutirage et de tester pour la pompe le fonctionnement en réseau séparé autorisant, par une variation de la vitesse de rotation, la description complète de la caractéristique $Q-H_m$.
Côté turbine, les caractéristiques ont été mesurées pour deux valeurs de la chute nette correspondant à la restitution dans les bassins de Trift et de Handeck.
L'ensemble de ces relevés a conduit à la version définitive de l'Isogyre qui était alors prête pour les essais de réception officiels rapportés par ailleurs.

Régimes transitoires – calculs prévisionnels et résultats d'essais

D'une manière générale, la détermination des effets des régimes transitoires lors de l'étude d'un aménagement hydro-électrique devient de plus en plus compliquée. En effet, les caractéristiques propres de chaque aménagement exigent des études très différentes et bien souvent la complexité des installations projetées rend ces études difficiles. Parfois, les conditions particulières dictées par des impératifs économiques influencent les solutions.
Dans le cas de l'aménagement d'Handeck III, la principale difficulté des études réside dans le fait que la nouvelle machine se greffe sur une installation existante déjà compliquée quant au système d'adduction d'eau.

Modèles mathématiques

Pour les installations d'Handeck II et III, les modèles mathématiques doivent être adaptés au nombre et au genre des machines qui sont en service, à savoir:
- les quatre turbines Pelton d'Handeck II
- la pompe réglable d'Handeck III

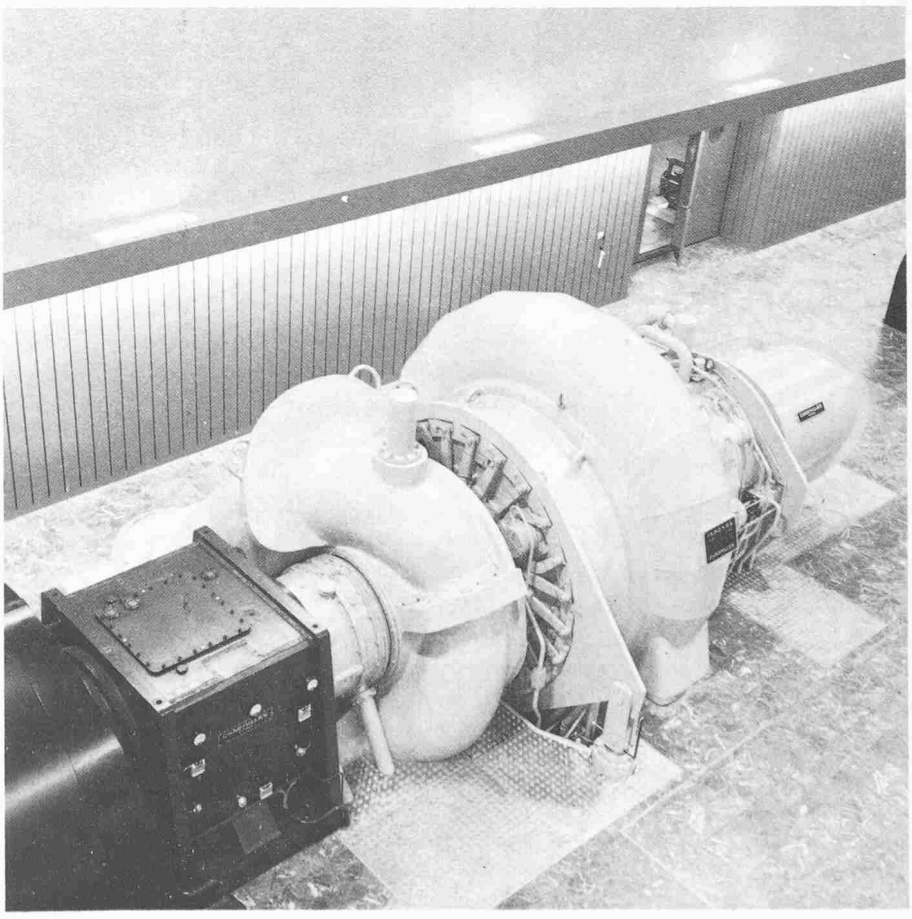


Fig. 3. Groupe Isogyre vu côté turbine

- la pompe-turbine Isogyre d'Handeck III dont la partie «turbine» présente un orifice compensateur et dont la partie «pompe» peut être appelée à fonctionner isolément.

Un de ces modèles fait l'objet de la figure 4. Il s'agit du cas où Handeck II et III turbinent simultanément.

Le programme établit automatiquement deux matrices:

- une pour le régime permanent
- une autre, plus grande, pour le régime transitoire.

Régime permanent

Dans cette première partie du calcul, on définit les conditions de départ (notamment les pressions et débits qui correspondent aux diverses positions des organes d'adduction) en se basant sur les équations linéarisées des machines au point de fonctionnement prévu.

Pour le modèle (fig. 4), cela s'exprime mathématiquement par une série de 20 équations qui occupent 20 lignes de la matrice et sont:

- quatre équations de pertes de charge dans les quatre conduites,

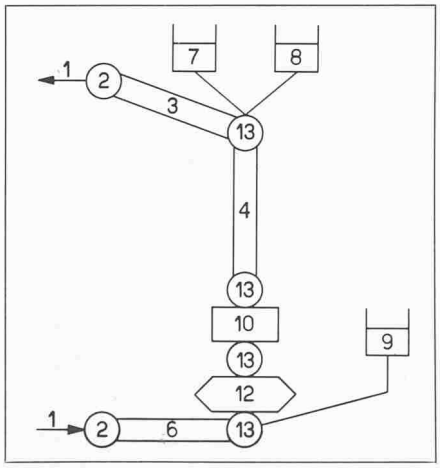


Fig. 5. Représentation schématique du fonctionnement pompe de l'Isogyre. Modèle A

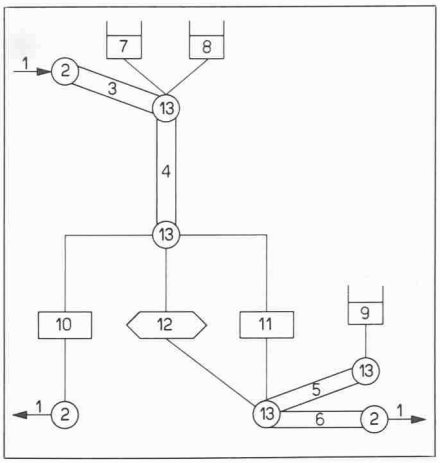


Fig. 4. Représentation schématique du fonctionnement simultané des turbines Pelton d'Handeck II et de l'Isogyre d'Handeck III

Signification des chiffres fig. 4, 5 et 7.
1 = Débits respectivement è Raeterischsboden, Handeck II et Trift, 2 = Pression (altitude des niveaux fixes), 3 = Conduite Raeterichsboden – Handeckfluh, 4 = Conduite forcée, 5 = Conduite reliant l'Isogyre à la chambre d'équilibre inférieure, 6 = Conduite reliant Handeck III, soit à la restitution d'Handeck II, soit à Trift, 7 = Chambre d'équilibre Handeckfluh, 8 = Chambre d'équilibre Grubenbach, 9 = Chambre d'équilibre inférieure, 10 = Orifices simulant soit la vanne sphérique d'Handeck III soit les injecteurs d'Handeck II, 11 = Orifice compensateur d'Handeck III, 12 = Isogyre en turbine (fig. 4), ou en pompe (fig. 5 et 7), 13 = Points de jonction à l'intérieur du réseau pour lesquels le programme calcule les pressions et les débits

- sept équations de continuité aux jonctions des organes (représentée par zéro),
- trois équations spécifiant les altitudes des niveaux libres,
- trois équations spécifiant le débit des chambres (la galerie d'amenée d'eau de Grubenbach joue le rôle de chambre d'équilibre),
- une équation des caractéristiques linéarisées de la machine. Ici, la turbine de l'Isogyre est caractérisée par une certaine ouverture du distributeur,
- deux équations pour les orifices (un certain nombre d'injecteurs pour Handeck II et l'orifice compensateur de l'Isogyre).

Le programme forme et place lui-même les différentes équations dans la matrice; le fait d'ajouter ou de retrancher un élément quelconque du schéma mathématique n'offre donc aucune difficulté.

Régime transitoire

Compte tenu des lois de manœuvre imposées aux organes d'adduction d'eau, il importe de calculer à chaque incrément de temps les conditions exprimant le régime transitoire. Il s'agit notamment de rechercher en fonction du temps les valeurs des pressions aux endroits intéressants de l'installation, celles des débits au travers des machines et des orifices, celles des couples et vitesses de rotation des machines tournantes et celles des divers niveaux libres.

Il convient de remarquer que les lois de manœuvre des organes d'admission d'eau peuvent être fixées par avance selon un programme déterminé ou être définies, sous certaines conditions, par le jeu du régulateur lui-même soumis aux variations de vitesse de rotation des machines.

Cette seconde partie du programme s'exprime mathématiquement par un nombre accru d'équations (ici 27), car il faut tenir compte du coup de bélier dans les conduites, des débits et niveaux libres dans les chambres d'équilibre.

Le programme de calcul conduit à une nouvelle matrice dans laquelle s'introduisent les pressions et les débits calculés par la matrice du régime permanent. Il y a donc:

- sept équations de continuité aux

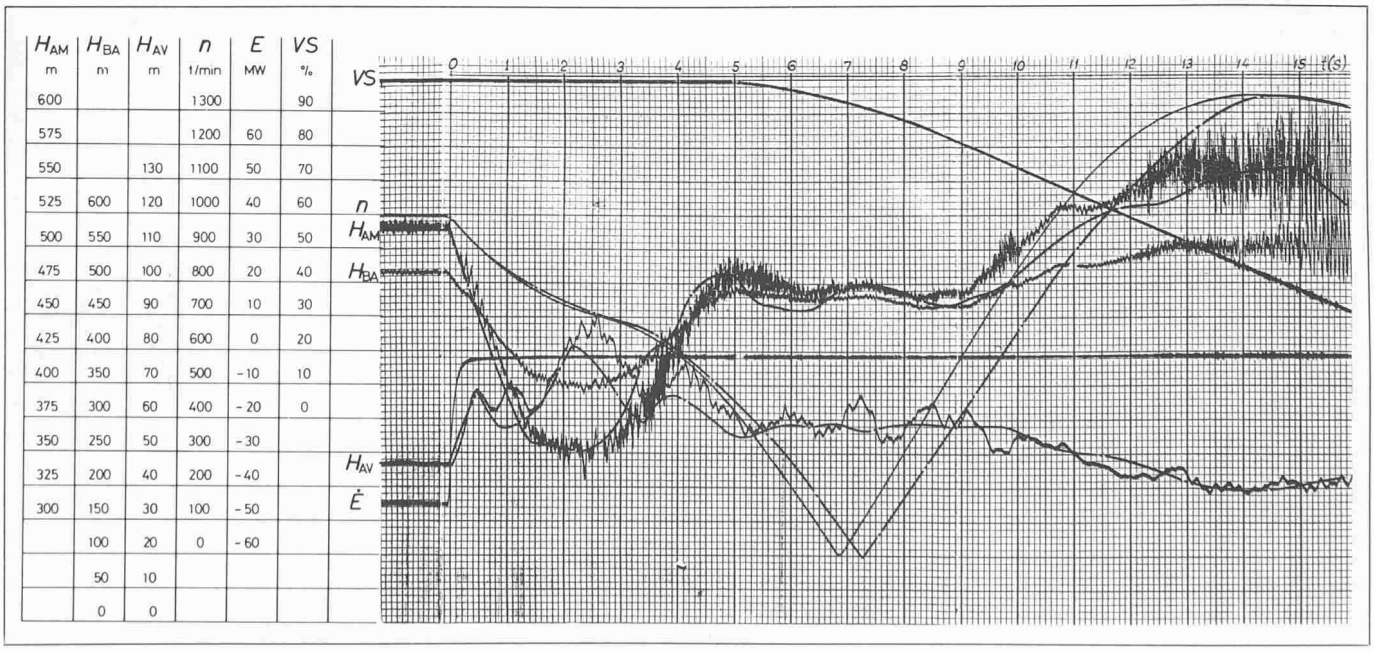


Fig. 6. Enregistrements effectués lors d'un déclenchement de l'Isogyre en marche pompe, surchargés des résultats du calcul selon modèle A

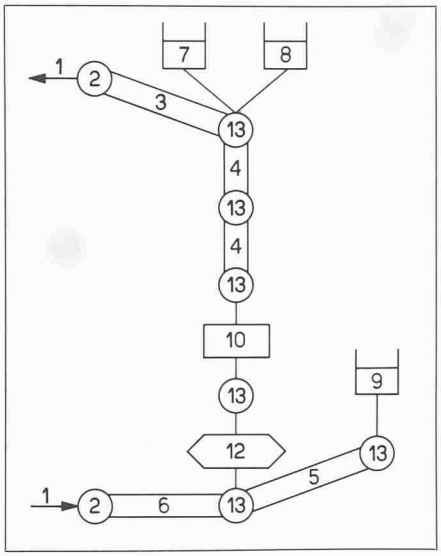


Fig. 7. Représentation schématique du fonctionnement pompe de l'Isogyre. Modèle B

dans les conduites, mais impose des incréments de temps relativement courts. D'autre part, les calculs des niveaux et des débits d'une chambre d'équilibre exigent de poursuivre la simulation des phénomènes pendant un temps relativement long.

En plus, la méthode de résolution par itération demande que l'on répète les calculs une ou deux fois à chaque incrément de temps. Ceci conduit à résoudre la matrice de 300 à 6000 fois par problème. Par contre, les équations ne comprennent que deux à cinq termes seulement.

Il s'agit de matrices «vides». Dans le cas décrit, 11% des places sont occupées. Une méthode de résolution rapide est donc impérative.

Pour chaque régime, une série de sous-programmes détermine, à partir de la numérotation du schéma, les positions des termes dans la matrice. Une autre série en calcule la valeur.

La matrice étant ainsi dimensionnée et ordonnée, elle est résolue une première fois par une méthode voisine de celle de Gauss-Jordan qui la transforme et en déduit un «opérateur».

Cette manière de calculer emploie environ 30 fois moins de temps que la méthode générale pour résoudre la matrice, et n'exige de la part de l'ingénieur que la description schématique de l'installation.

Comparaison entre essais et calculs

La préoccupation essentielle lors de l'élaboration de tels programmes de calculs est de s'assurer d'une correspondance suffisante entre les résultats numériques et la réalité. Il s'agit en d'autres

H_{AM} m	H_{BA} m	H_{AV} m	n t/min	$\dot{E}$ MW	VS %
600			1300		90
575			1200	60	80
550		130	1100	50	70
525	600	120	1000	40	60
500	550	110	900	30	50
475	500	100	800	20	40
450	450	90	700	10	30
425	400	80	600	0	20
400	350	70	500	-10	10
375	300	60	400	-20	0
350	250	50	300	-30	
325	200	40	200	-40	
300	150	30	100	-50	
	100	20	0	-60	
	50	10			
	0	0			

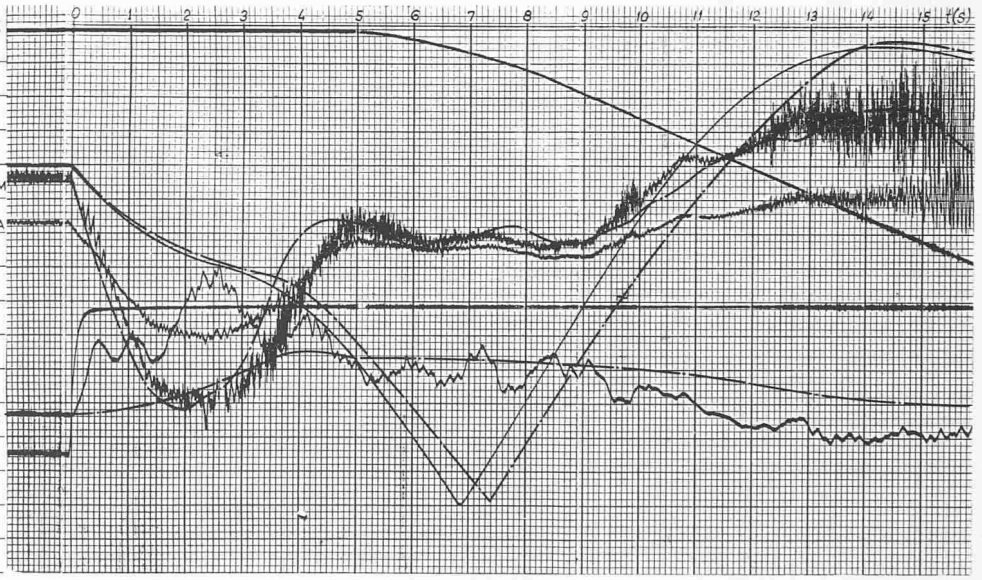


Fig. 8. Enregistrements effectués lors d'un déclenchement de l'Isogyre en marche pompe, surchargés des résultats du calcul selon modèle B

jonctions,
- huit équations liant les débits et les pressions qui règnent aux extrémités des conduites,
- neuf équations spécifiant les altitudes des nœuds,
- six équations déterminant le débit des chambres et leur niveau instantané,
- une équation de la caractéristique linéarisée de la machine. Cette linéarisation se fait après la recherche dans les tableaux des caractéristiques de débits et de couples de la machine. Des tests et des itérations assurent la juste valeur de la linéarisation,
- deux équations (une pour Handeck II et une pour l'orifice compensateur de l'Isogyre) auxquelles on peut aussi imposer des lois de fermeture ou d'ouverture.

Résolution numérique des matrices

La méthode des caractéristiques simule très bien les phénomènes transitoires

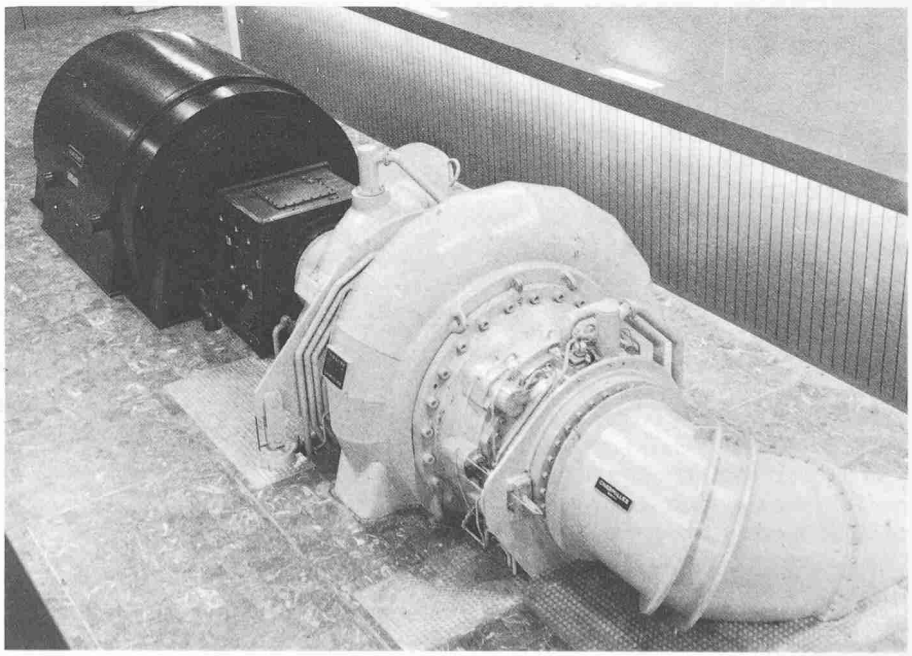


Fig. 9. Groupe Isogyre vu côté pompe

termes de donner crédibilité aux travaux théoriques.

Dans le cas de l'aménagement d'Handeck, nous avons procédé à de nombreux contrôles entre résultats théoriques et expérimentaux. Dans l'ensemble, ces études ont montré une bonne concordance entre ces deux modes de faire, et ont apporté la crédibilité désirée à nos calculs, tant en marche turbine qu'en marche pompe.
Plutôt que de donner connaissance de tous les cas étudiés, nous pensons plus intéressant de mettre en évidence à partir d'un déclenchement en marche pompe les différences obtenues selon les hypothèses à la base du modèle mathématique.
La figure 5 montre le modèle A admis et la figure 6 représente un enregistrement d'un déclenchement en marche pompe avec en surcharge les résultats du calcul pour:
- la pression amont H_{MA}
- la pression aval H_{AV}
- la vitesse de rotation n

La figure 7 montre le modèle B admis en deuxième étape des calculs. Ce modèle diffère du précédent en ce sens que nous avons tenu compte de la conduite entre l'aspirateur de la pompe et la chambre d'équilibre aval.
La figure 8 est la reproduction du même enregistrement qu'à la figure 6. Il porte également le résultat du calcul du comportement des mêmes grandeurs en fonction du temps. Il est frappant de constater combien la pression aval H_{AV} calculée correspond mieux à l'enregistrement.
Un tel résultat montre combien il est nécessaire de limiter les hypothèses simplificatrices et combien le constructeur doit être en mesure de maîtriser la résolution de systèmes complexes.

Adresse der Verfasser: G. Hausmann, A. Tschumy, G. Vullioud, ingénieurs EPFL, et *C. Wavre, ingénieur EPFZ, Ateliers des Charmilles S. A., rue de Lyon 109, 1211 Genève 13*

La pompe réglable

par Bruno Bortolotti†, Vevey

La pompe Vevey disposée horizontalement est du type semi-axiale avec les pales de la roue réglables en marche. Les principales particularités de cette machine sont visibles dans la coupe longitudinale de l'ensemble du groupe, figure 6 de l'article «les projets d'équipement électromécanique». Elle a été calculée et construite pour les *caractéristiques suivantes:*

Hauteur de refoulement	H = 55 m
Débit	$\dot{V}$ = 12 m³/s
Puissance absorbée	È = 7,5 MW
Vitesse	N = 500 t/min
	N = 52,36 rad/s
Vitesse emballement	N_e = 1100 t/min
Surpression	Δp = 49 m
Chiffre de vitesse	νp = 0,54
∅ entrée	D_{1e} = 1195 mm
∅ roue	D_{1i} = 1450 mm
Nombre de pales	Z_R = 7

Description

Le canal hydraulique est constitué d'aval en amont par le convergent rectiligne puis par le manteau de roue, et enfin par la bâche spirale (fig. 1 et fig. 2) munie de treize entretoises jouant entre autres le rôle de redresseur et de diffuseur, étant entendu que le rôle primordial des entretoises est celui d'absorber les efforts de traction et de flexion lors de la mise sous pression de la bâche spirale.
Toutes ces pièces sont exécutées en tôles soudées, élément par élément. Les tôles sont de qualité 52.3 dont les caractéristiques élevées sont bien connues, tant au point de vue de la résistance: limite élastique, charge de rupture, allongement, résilience à 20° C et 0° C etc. qu'au point de vue de la soudabilité.
Les parties mobiles sont constituées essentiellement par la roue et l'arbre de transmission reliant le moteur à la pompe.
L'arbre forgé creux, pour permettre le passage des tubes d'adduction d'huile et de la tige d'asservissement, est relié à la roue par un plateau d'accouplement. Douze vis serrées à chaud transmettent à l'arbre la poussée hydraulique alors que douze goupilles cylindriques radiales font passer le couple moteur à la roue. A l'opposé, un deuxième plateau muni de 12 boulons noyés relie la pompe au moteur. L'arbre est enfin muni d'une collerette sur laquelle s'appuiera la lentille du palier-butée.
La roue comprend les pièces principales suivantes:
- le moyeu,
- le servomoteur de commande,
- les sept pales mobiles,
- les sept leviers de transmission.

Le moyeu est en acier coulé inoxydable

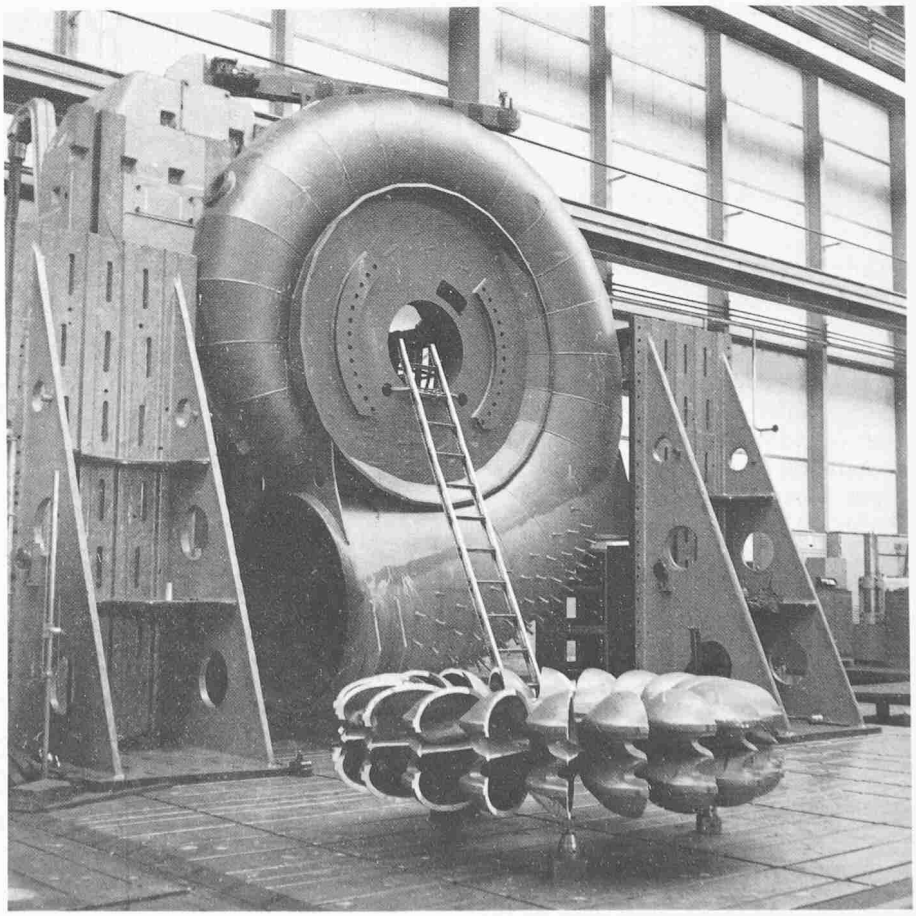


Fig. 1. Bâche spirale dans les ateliers de fabrication