ANALYSE DES CONTRAINTES RELEVÉES SUR UNE PALE DU GROUPE A 3 N DE LA RANCE

PAR J. L'HERMITTE *

I. — Introduction

Les recherches qui doivent permettre de mieux connaître le fonctionnement réel des groupes bulbes et le comportement mécanique de leurs parties essentielles, dans les régimes extrêmes d'exploitation, sont et restent des études de pointe tendant à développer la technique de ces machines qui sont adoptées pour les équipements récents de basses chutes.

Un groupe bulbe de l'usine de la Rance, aux configurations multiples d'exploitation, se prêtait particulièrement bien à une fructueuse investigation. Les principes d'un très vaste programme d'étude furent définis dès 1962 par E.D.F., et par l'un des constructeurs des groupes : Neyrpic division d'Alsthom responsable de la direction des études et de la mise en exploitation des turbines de la Rance. Ces recherches devaient être menées conjointement aux essais sur modèle réduit pour apporter, notamment, des renseignements sur les effets d'échelle. Une collaboration étroite entre E.D.F. et Neyrpic, qui se chargea des essais sur les organes fixes et le distributeur mobile et de la préparation mécanique du groupe, déboucha en août 1967 sur une vaste campagne de mesures, entreprise sur le groupe A 3 N. Des investissements techniques importants, nécessaires à la réalisation de ces essais,

ont été consentis par E.D.F. et par Neyrpic, intéressés par des recherches générales permettant d'améliorer l'économie des équipements de basses chutes.

Le présent article rend compte des résultats obtenus lors des mesures de contraintes effectuées sur une pale de la roue à l'aide de jauges d'extensométrie; les valeurs mesurées étant transmises par un dispositif radio spécialement étudié (cf. numéro précédent de *La Houille Blanche*. Essais de Beauchastel). Cet article sera suivi par la publication des résultats obtenus par E.D.F. sur la répartition des pressions sur les pales, et par Neyrpic sur la répartition des contraintes et des pressions sur les organes fixes et le distributeur mobile. Les essais sur le distributeur mobile présentent un intérêt particulier lors des fonctionnements en turbine inversée ou en pompe directe, car le distributeur est placé à l'aval de la roue; ceci est intéressant pour les groupes turbine-pompe.

II. — Généralités

L'analyse des résultats bruts fournis par les essais comporte une première phase qui permet d'accéder à la déformation de la pale. Une deuxième phase comporte ensuite deux orientations : d'une part, le calcul des taux de contraintes, lorsque cela est possible et, d'autre part, l'analyse des vibrations de la structure.

* Electricité de France, Direction des Etudes et Recherches, 6, quai Watier, 78 - Chatou.

J. L'HERMITTE

a) La description synthétique du matériel de transmission des valeurs mesurées, et du matériel de réception, est donnée figure 1. La chaîne comporte cinq voies de transmission par double modulation de fréquence; quatre sont affectées à quatre jauges de la zone d'attache de la pale et la cinquième permet de commuter dans le temps 15 jauges disposées sur l'ensemble de la pale, à raison d'un point de mesure par seconde. La sensibilité de l'ensemble de la chaîne était réglée à environ $350 \cdot 10^{-6} \Delta l/l$ par volt, pour $\pm 5 V$ pleine échelle. L'extensomètre, de type micro-sensor, est une jauge à deux cristaux de semi-conducteur assurant une autocompensation de la dérive thermique. L'implantation des jauges est donnée sur la figure 2.

b) La pale expérimentée est en bronze d'alumi-

nium dont le module d'Young E et le coefficient de Poisson μ sont fournis par le métallurgiste :

$$E = 13\,000 \text{ kg/mm}^2 \quad \mu = 0,24$$

Le dépouillement des valeurs fournies par les rosettes à trois directions permet d'obtenir les déformations et les contraintes principales, ainsi que la valeur maximale de la contrainte de cisaillement :

$$\sigma_2 \text{ kg/mm}^2 = \frac{E}{1 - \mu^2} [\varepsilon_2 + \mu \varepsilon_1]$$

$$\tau_{\max} \text{ kg/mm}^2 = \frac{E}{2(1 + \mu)} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2)$$

ε étant exprimé en $10^{-6} \Delta l/l$.

1/ Description synthétique de l'extensométrie.

General diagram of strain gauge measurement system.

2/ Implantation des jauges sur l'intrados.

Strain gauge positions on inside face.

2 bis/ Implantation des jauges sur l'extrados.

Strain gauge positions on outside face.

c) L'analyse des composantes de fréquence basse des vibrations apparaissent sur les enregistrements graphiques et sont analysés directement. L'analyse des vibrations correspondant à un spectre de fréquence compris entre 30 et 1 000 Hz a été effectuée à l'aide d'un analyseur de spectre automatique, à partir de l'enregistrement magnétique de la mesure, et après passage dans un filtre passe-haut, qui élimine la composante de basse fréquence déjà analysée. L'analyse donne les raies du spectre et l'amplitude des composantes du signal en série de Fourier. Le résultat de cette analyse est comparé aux fréquences propres déterminées par un essai global de vibration harmonique effectué sur la pale de la machine dans l'air et la pale du modèle dans l'air et dans l'eau.

On considère pour réaliser cet essai que la structure est linéaire pour de petites amplitudes de vibrations et la réponse est une combinaison de ses modes propres de vibrations.

Pour déterminer le spectre des fréquences propres de la pale, on utilise un certain nombre d'excitateurs, et de capteurs électrodynamiques à bobine plate, qui ne perturbent pas la structure. Les premiers imposent une excitation sinusoïdale, et les seconds donnent la vitesse de la réponse. L'isolation de chaque mode, par une disposition adéquate, a lieu lorsque forces et vitesses sont en phase *.

III. — Résultats obtenus

Les fonctionnements caractéristiques des régimes d'exploitation furent effectués en turbine directe, pompe directe, turbine inverse et pompe inverse. Les contraintes moyennes relevés durant ces quatre modes d'exploitation sont d'abord présentées en régime permanent puis en régime vibratoire. Ensuite sont présentés les résultats obtenus lors des essais en déclenchement.

1. Analyse des contraintes en régime permanent.

a) Contraintes moyennes.

Les contraintes moyennes relevées lors des régimes permanents présentent la particularité de dépendre principalement de la chute sous laquelle le groupe fonctionne, bien que l'inclinaison des pales et, s'il y a lieu, l'ouverture du distributeur aient fixé des débits turbinés, et des puissances électriques fournies, très différents selon les essais. Une relation linéaire entre la chute et les contraintes a donc été déterminée pour les quatre modes de fonctionnement, et les résultats présentés sont donnés pour 1 m de chute. Comme le montrent les figures 3 à 7, cette simplification nécessite quelques réserves pour les fonctionnements en pompe directe, et turbine inverse, où la contrainte évolue un peu plus nettement avec la puissance délivrée. Ces résultats ne sont valables que pour une inclinaison des pales de l'ordre de 10 à 15° et pour des débits de l'ordre de 100 m³/s en pompe directe et de 130 m³/s en turbine inverse. Les points d'essai relevés sont les suivants :

* Rapport HC 063.27.

Turbine directe				
NUMÉRO DE L'ESSAI	CHUTE BASSIN-MER (m)	PUISSANCE ÉLECTRIQUE (MW)	INCLINAISON * DES PALES (degrés)	OUVERTURE * DU DISTRIBUTEUR (degrés)
118	4,15	1,6	5	55
119	4,30	3,3	10	64
120	5	5,1	15	72
121	5,15	6,8	20	74
122	5,30	8,3	25	78
123	5,45	9,8	30	80
124	6,30	3,55	5	48
125	6,60	5,8	10	58
126	6,90	8	15	65
127	7,50	10	18	70
128	7,60	4,5	5	42
130	8,60	5,3	5	43
131	8,85	8,75	12,30	57
139	2,15	1,25	15	83
142	3,30	2,35	12,30	75
145	4,60	4,8	20	77
148	5,40	6,5	20	74
151	5,70	7,75	20	73
154	6,50	90	22	72

* Indications au tableau.

Pompe directe				
NUMÉRO DE L'ESSAI	CHUTE BASSIN-MER (m)	PUISSANCE ÉLECTRIQUE (MW)	INCLINAISON * DES PALES (degrés)	OUVERTURE * DU DISTRIBUTEUR (degrés)
156	1,15	— 1	0	95
157	1,70	— 2,5	10	95
158	2,10	— 4,25	15	95
159	3,10	— 7,15	20	95
160	3,80	— 4,4	10	95
161	4,35	— 6,9	15	95
162	4,75	— 9,5	20	95
163	5,10	— 7,75	15	95

* Indications au tableau.

Turbine inverse				
NUMÉRO DE L'ESSAI	CHUTE BASSIN-MER (m)	PUISSANCE ÉLECTRIQUE (MW)	INCLINAISON * DES PALES (degrés)	OUVERTURE * DU DISTRIBUTEUR (degrés)
172	— 4,0	1,8	5	95
173	— 4,5	4,5	15	95
176	— 5,15	5	15	95
177	— 5,95	4	7,5	95
178	— 6,10	5	10	95
179	— 6,35	6	12,3	95
180	— 6,55	7	15	95

* Indications au tableau.

Pompe inverse				
NUMÉRO DE L'ESSAI	CHUTE BASSIN- MER (m)	PUISSANCE ÉLECTRIQUE (MW)	INCLI- NAISON * DES PALES (degrés)	OUVERTURE * DU DISTRI- BUTEUR (degrés)
182	— 4,15	— 7,6	15	95
186	— 3,40	— 4,25	10	94
187	— 3,00	— 5,6	15	95
188	— 2,60	— 6,95	20	95
189	— 2,10	— 8,0	25	95
190	— 1,70	— 2,8	10	91
191	— 1,30	— 6,25	25	95
* Indications au tableau.

3/ Turbine directe. Déformation de J_{11} en fonction de la chute.
Direct turbine operation. Strain on J_{11} against head.

Les déformations, ramenées à un mètre de chute, qui en découlent, sont les suivantes :

Déformations exprimées (en $10^{-6} \Delta l/l$) Jauges															
	20	13	11	9	18	15	17	19	22	5	16	1	4	8	12
Turbine directe.	— 63	49	78	58	0	32	37	0	— 32	74	— 34	32	0	0	0
Pompe directe.	— 49	102	92	36	— 150	47	110	0	0	47	— 47		— 69	10	— 10
Turbine inverse.	84	— 62	— 91	— 20	75	0	— 75	— 69	0	— 44	32		41	0	19
Pompe inverse.	37	— 29	— 55	— 25	22	— 50	— 63	0	0	79	38		0	— 22	22

Les contraintes dans la zone d'attache de la pale, pour un mètre de chute, sont :

	ROSETTES	DÉFORMATIONS PRINCIPALES		CONTRAINTES PRINCIPALES		CISAILLEMENT MAXIMAL	φ (degrés)
		(10 ⁻⁶ .Δl/l)		(kg/mm²)			
Turbine directe.	13-11- 9 15-17-19	79 44	29 — 12	1,22 0,57	0,44 0	2,54 2,85	50 62,3
Pompe directe.	13-11- 9 15-17-19	109 113	31 — 66	1,64 1,34	0,79 — 0,47	4,9	17 53
Turbine inverse. . . .	13-11- 9 15-17-19	— 94 — 84	12 16	— 1,28 — 1,12	— 0,19 — 0,10	— 5,4	34 27
Pompe inverse.	13-11- 9 15-17-19	— 55 — 70	0 — 5	— 0,77 — 0,99	— 0,29 — 0,35	— 0,25	45 62

3 bis/
Turbine directe.
Lignes d'égale indication de J_{11} dans le plan (W, H).
Direct turbine operation. Equal reading lines for J_{11} in the (W, H) plane.

4/ Turbine directe. Déformation des jauges 1, 3, 5, 7, 15, 16, 17.
Direct turbine operation. Strain on gauges 1, 3, 5, 7, 15, 16, 17.

5/
Pompe directe. Déformation des jauges 9, 11, 13, 20.
Direct pump operation. Strain on gauges 9, 11, 13, 20.

5 bis/

Pompe directe. Lignes d'égale indication de J_{11} dans le plan (W, H).
Direct pump operation. Equal reading lines for J_{11} in the (W, H) plane.

6/
Turbine inverse. Déformation des jauges 9, 11, 13, 20.
Reverse turbine operation. Strain on gauges 9, 11, 13, 20.

6 bis/

Turbine inverse. Lignes d'égale indication de J_{11} dans le plan (W, H).
Reverse turbine operation. Equal reading lines for J_{11} in the (W, H) plane.

7/ Pompe inverse. Déformation des jauges 9, 11, 13, 20.
Reverse pump operation. Strain on gauges 9, 11, 13, 20.

8/ Evolution de la composante ondulée de la contrainte au pied de la pale, en fonction de la puissance.
Blade root undulation stress component against power.

Ces valeurs permettent de caractériser les contraintes dans l'attache de la pale pour les conditions maximales d'exploitation.

MODE DE FONCTIONNEMENT	CHUTE MAXIMALE BASSIN-MER (m)	CONTRAINTES PRINCIPALES σ_1 (kg/mm ²)
Turbine directe.	+ 11	13,2
Pompe directe Q $\approx$ 100 m ³ /s	+ 6	9,8
Turbine inverse i $\approx$ 10 à 15°	— 11	— 14
Pompe inverse.	— 5	— 5

Les contraintes mesurées dans l'attache de la pale restent faibles en pompe inverse et atteignent 13 à 14 kg/mm² pour les fonctionnements en turbine.

b) Vibrations en régime permanent.

Les contraintes mesurées présentent une modulation de fréquence, égale à celle du tour de la roue, qui se traduit par un maximum de la contrainte lorsque la pale est au point haut lors du fonctionnement en turbine inverse et un minimum lors de la marche en turbine directe.

A cette modulation se superpose une vibration plus faible, à la fréquence de passage des avant-directrices, pour les fonctionnements en turbine et pompe inverse. La figure n° 8 donne l'évolution de ces composantes ondulées de la contrainte en variations mesurées crête-à-crête. La vibration croît avec la puissance fournie, mais ne présente aucune gravité.

L'examen des phases respectives de ces vibrations, relevées sur les différentes jauges, montre que la pale vibre sur son mode fondamental de flexion. Pour fixer l'ordre de grandeur maximal de la vibration qui apparaît aux différents points de mesure, prenons l'exemple de l'essai 180 où le groupe délivre 7 MW en turbine inverse sous 6,75 m de chute.

JAUGE	AMPLITUDE DE LA VIBRATION (kg/mm ²)
20	0,6
13	0,9
11	1,3
9	0,9
4	0,9
19	0,7
17	1,5
15	1,2
5	0,7
22	0,5
18	1,3
16	0,7
12	0,1
8	0,6

A la suite de cette étude macroscopique des vibrations de la pale, on a procédé à l'analyse des vibrations dans un domaine de fréquences s'étendant de 30 à 1 000 Hz. Le niveau global du signal obtenu, après passage dans un filtre passe-haut éliminant les fréquences inférieures ou égales à 20 Hz, correspond à une amplitude de 0,2 kg/mm² en turbine directe. La valeur que l'on obtient en turbine inverse est plus élevée et présente une évolution avec la puissance fournie. Sous une chute d'environ 6 m, l'amplitude est de 0,9 kg/mm² à 3 MW, puis de 0,5 kg/mm² à 5 MW, et 0,6 kg/mm² à 7 MW. Une valeur plus faible du niveau de vibration apparaît lorsque le point de fonctionnement est sur la ligne de rendement maximal de la machine.

L'analyse de ce signal montre que la structure est assez linéaire et vibre par une combinaison de ses modes propres de vibrations; les fréquences observées étant assez proches des fréquences déterminées par l'essai harmonique de la pale montée sur le groupe.

Ces essais ayant par ailleurs été effectués sur une pale du modèle, les résultats ci-dessous permettent de comparer les fréquences de vibrations, obtenues lors de la marche industrielle, aux modes de vibrations propres de la pale dans l'air et de la pale modèle dans l'air et dans l'eau.

La maquette étant homothétique, la conservation de la fréquence réduite permet d'écrire :

$$\omega_{\text{machine}} L_{\text{machine}} = \omega_{\text{modele}} L_{\text{modele}}$$

Les fréquences propres dans l'air devraient être dans le rapport inverse de l'échelle de similitude géométrique qui est ici de 9,73. Or les fréquences obtenues sont :

Dans l'air	MODÈLE	MACHINE
	ω_{mA}	ω_{MA}
	Pale verticale : 263, 370, 660, 900, 1 200, 1 330;	Pale verticale : 36, 58, 99, 170, 192, 273.
	Pale horizontale : 263, 345, 600, 880, 1 100, 1 300.	
Dans l'eau	ω_{mE}	ω_{mE}
	Pale horizontale : 208, 270, 472, 810, 840, 1 000.	Pale horizontale : 30, 55, 85, 130, 190, 270.

On constate que le rapport des fréquences machine/modèle dans l'air et dans l'eau donné ci-dessus montre la dispersion des valeurs obtenues et leur décroissance lorsque la fréquence croît :

$$\omega_{mA} = K_1 \omega_{MA} \quad \omega_{mE} = K_2 \omega_{ME}$$

FRÉQUENCES (en Hz)	K_1	K_2
36	7,92	6,95
58	6,38	4,92
99	6,67	4
170	5,3	6,75
192	6,25	4,4
273	4,87	3,7

La comparaison des fréquences dans l'air et en immersion donne un résultat plus homogène :

$$\omega_{mA} = K_3 \omega_{mE} \quad \text{et} \quad \omega_{MA} = K_4 \omega_{ME}$$

FRÉQUENCES (en Hz)	K_3	K_4
36	1,3	1,2
58	1,28	1,05
99	1,22	1,16
170	1,18	1,3
192	1,3	1,01
273	1,25	1,02

L'effet de la masse ajoutée, dû à l'immersion dans l'eau de la pale, n'a pas fait varier sensiblement les fréquences du spectre des vibrations.

c) Conclusion de l'analyse des contraintes en régime permanent.

Le taux de contrainte mesuré lors des marches industrielles de la machine reste inférieur ou égal à 14 kg/mm², qui est une valeur acceptable, et de l'ordre de grandeur de la valeur calculée. La pale vibre excitée par les organes fixes de la machine et la cavitation, mais l'amplitude crête-à-crête de ces vibrations n'a pas de caractère dangereux. Le spectre de ces vibrations correspond au spectre des modes propres de la structure et les essais sur modèle sont significatifs. L'influence de la masse ajoutée ne subissant pas d'effet d'échelle notable. Les vibrations de basse fréquence peuvent provenir d'une modification du champ des pressions dynamiques due à l'apparition de la cavitation, sur la face côté bassin lorsque la pale est au point haut. Il en résulte une diminution de la contrainte d'extension à l'intrados pour la marche en turbine directe, et une augmentation de la contrainte de compression pour la marche en turbine inverse.

2. Analyse des contraintes dans l'attache de la pale lors des déclenchements de la machine.

Des déclenchements ont été effectués pour les quatre modes de fonctionnement.

a) Evolution des contraintes moyennes lors des déclenchements de la machine.

— Déclenchements en turbine directe :

Les figures 9 et 10 donnent pour deux essais caractéristiques : l'évolution des contraintes, la vitesse du groupe et le mouvement des pales. La pale commence par se soulager nettement lorsqu'elle est libérée de son couple résistant, puis la contrainte évolue et passe par une valeur maximale lorsqu'elle se trouve à l'inclinaison nulle.

L'expérimentation a été limitée à des survitesses de rotation jugées sans danger pour la machine, mais suffisamment significatives pour permettre de tenter l'extrapolation des résultats aux valeurs extrêmes. Les essais montrent, figure 11 et tableau

9/ Essai 146. Déclenchement en turbine directe. Survitesse atteinte : 203 tr/mn.

Test 146. Direct turbine operation cutout case. 203 r.p.m. overspeed.

ci-après, que la déformation du pied de la pale due à la force centrifuge est bien représentée par la demi-somme Σ des déformations relevées sur l'intrados et l'extrados à l'aide des jauges 11 et 20, et, que par ailleurs, la flexion due à la chute est liée sensiblement par une loi linéaire avec la demi-différence D des déformations de ces mêmes jauges.

En assimilant la pale à une console soumise en extension et en flexion, à une contrainte uniaxiale, et ne présentant pas de réaction d'encastrement, la somme de ces deux valeurs permet d'extrapoler les résultats pour 13 m de chute et une vitesse de 360 tr/mn.

Pour ces valeurs on trouve :

$$D = 2\,860 \cdot 10^{-6} \Delta l/l \quad \Sigma = 1\,300 \cdot 10^{-6} \Delta l/l$$

et une contrainte $\sigma \neq 25 \text{ kg/mm}^2$. Cette valeur peut être entachée d'une certaine erreur, par défaut, par rapport à la valeur de la contrainte principale fournie par la rosette. Cette erreur croît avec l'inclinaison de la pale mais est toujours inférieure à 15 %.

10/ Essai 155. Déclenchement en turbine directe. Survitesse atteinte : 230 tr/mn.

Test 155. Direct turbine operation cutout case. 230 r.p.m. overspeed.

N° DE L'ESSAI	CHUTE BASSIN-MER (en m)	PUIS-SANCE (MW)	$\epsilon_{20} 10^{-6} \frac{\Delta l}{l}$		$\epsilon_{13} 10^{-6} \frac{\Delta l}{l}$		$\epsilon_{11} 10^{-6} \frac{\Delta l}{l}$		$\epsilon_9 10^{-6} \frac{\Delta l}{l}$		$D = \epsilon_{11} - \epsilon_{20}$	$\Sigma = \epsilon_{11} + \epsilon_{20}$	CONTRAINTES PRINCIPALES A L'EXTREMUM			VITESSE DU GROUPE (tr/mn)	TEMPS ÉCOULÉ APRÈS LE DÉCLANCHEMENT
			$\Delta \epsilon$ relatif à $t = 0$	Valeur absolue	$\Delta \epsilon$ relatif à $t = 0$	Valeur absolue	$\Delta \epsilon$ relatif à $t = 0$	Valeur absolue	$\Delta \epsilon$ relatif à $t = 0$	Valeur absolue			σ_1	σ_2	φ		
140	2,25	1,60		— 61		79		7		24	68	— 54				112	2
				— 90		194		283		378	373	193	6,1	4,1	0	153	15
				— 156		119		183		141							0
146	4,70	4,8		— 257		262		333		210		56				130	0
			150	— 107	— 130	132	— 170	163	— 125	85	270	56				130	2
			— 185	— 442	215	477	380	713	290	500	1 155	271	10,8	7,7	47	194	18
149	5,70	7,5		— 347		355		450		284		73				140	0
			200	— 147	— 160	195	— 230	220	— 170	114	367	73				140	2
			— 135	— 482	340	695	465	915	240	524	1 397	433	14,3	7,8	37	212	17
152	6,05	8,1		— 365		374		475		299		100				140	0
			250	— 115	— 175	199	— 260	215	— 195	104	325	100				140	2
			— 140	— 505	365	739	495	970	250	549	1 475	465	14,8	7,6	39	208	20
155	6,50	9,2		— 387		395		500		316		98				162	0
			285	— 102	— 215	180	— 300	200	— 210	106	302	98	3,3	1,85		162	3
			— 150	— 537	360	755	445	945	305	621	1 482	408	15,1	9,7		205	23
170	9	10		— 550		555		685		445		265				155	0
				— 150	— 100	455	— 265	415	— 160	285	565	265				155	1,5
				— 665	310	865	535	1 220	130	625	1 885	555	18,3	8,5	39	220	13

On peut donc dire, que dans les conditions extrêmes, lors d'un déclenchement, la contrainte dans l'attache de la pale est toujours inférieure à 30 kg/mm².

— Déclenchements effectués dans les trois autres modes de fonctionnement :

— pompe directe :
essai 164 H = 5,40 m W = 8 MW $i = 15^\circ$;

— turbine inverse :
essai 181 H = 6,80 m W = 7 MW $i = 15^\circ$;

— pompe inverse :
essai 184 H = 3,85 m W = 6,9 MW $i = 15^\circ$.

Les figures 12, 13 et 14 donnent l'évolution des déformations dans l'attache de la pale, la vitesse du groupe et le mouvement des pales.

Les déclenchements lors de la marche en pompe amènent, en quelques secondes, la machine à dévier en turbine. Lors de l'inversion de la rotation de la machine, les contraintes sont très faibles, mais ne sont pas nulles, car un léger déphasage existe avec l'inversion de l'écoulement. On relève : $\sigma_1 = 1,7 \text{ kg/mm}^2$ à l'essai 164, en pompe directe, et 2,3 kg/mm² à l'essai 184, en pompe inverse. Ces modes de fonctionnement entraînent des déclenchements sans à-coup et sans vibration.

En turbine inverse, une vitesse de 220 tr/mn a

11/

13/

été atteinte et les contraintes ont été de l'ordre de grandeur de celles observées en turbine directe.

Déformations (en $10^{-6} \cdot \Delta l/l$)				
TEMPS EN SECONDES APRÈS LE DÉCLENCHEMENT	ϵ_{20}	ϵ_{13}	ϵ_{11}	ϵ_9
1	397	— 153	— 433	— 75
10	915	70	— 1 250	— 455
13	865	— 335	— 1 315	— 385

12/

11/ Déclenchement en turbine directe.

Direct turbine operation cutout case.

12/ Essai 164. Déclenchement en pompe directe.

Test 164. Direct pump operation cutout case.

13/ Essai 181. Déclenchement en turbine inverse.

Test 181. Reverse turbine operation cutout case.

14/ Essai 184. Déclenchement en pompe inverse.

Test 184. Reverse pump operation cutout case.

14/

Le tableau ci-dessous donne les déformations et contraintes principales déduites de la rosette 13.11.9.

TEMPS (en s)	ϵ_1 10^{-6} $\Delta l/l$	ϵ_2 10^{-6} $\Delta l/l$	φ degrés	σ_1 kg/mm ²	σ_2 kg/mm ²	τ_{max} kg/mm ²
1	— 440	200	42	— 5,4	1,1	— 3,2
10	— 1 285	1 090	52	— 14,45	10,9	— 11,9
14	— 1 320	960	47	— 15,45	9,1	— 11,2

Les résultats obtenus lors de ces déclenchements correspondent sensiblement aux valeurs prévues.

b) *Vibrations lors des déclenchements.*

Lors des déclenchements en turbine, il apparaît pendant une dizaine de secondes, des contraintes ondulées importantes, à la fréquence de rotation de la roue. Ces vibrations croissent avec la puissance fournie, avant le déclenchement, et sont plus importantes lors des marches en turbine inverse. Les valeurs maximales de ces vibrations ont été observées lors de l'essai effectué pour une marche en turbine inverse, sous 6,80 m de chute, et une puissance de 7 MW. Les déformations et contraintes principales mesurées, neuf secondes après le déclenchement, sont les suivantes :

— pale au point haut :

$$\varphi = 41^\circ \quad \varepsilon_1 = -1\,170 \quad \varepsilon_2 = 320$$

d'où :

$$\sigma_1 = -15,3 \text{ kg/mm}^2 \quad \sigma_2 = 0 \quad \tau_{\max} = -7,6 \text{ kg/mm}^2$$

— pale au point bas :

$$\varphi = 34^\circ \quad \varepsilon_1 = -1\,440 \quad \varepsilon_2 = 1\,090$$

d'où :

$$\sigma_1 = -16,3 \text{ kg/mm}^2 \quad \sigma_2 = 9,7 \text{ kg/mm}^2 \quad \tau_{\max} = -13 \text{ kg/mm}^2$$

Ces fluctuations ne sont pas négligeables mais se placent loin de la limite de fatigue du matériau utilisé :

- limite de rupture 50 kg/mm²;
- limite de fatigue sous immersion 20 kg/mm².

L'état de la contrainte, au point haut de la pale, sous l'action d'une sollicitation uniaxiale de traction et de flexion, suivant l'axe de la pale, répond à la loi de Hooke.

Lors de son passage au point bas la pale subit une flexion et une torsion.

Pour l'essai considéré, on peut, à l'aide de la représentation de l'état de contrainte par le cercle de Mohr, déterminer la torsion et la flexion et l'on obtient une contrainte suivant l'axe de la pale de $-6,3 \text{ kg/mm}^2$ et une torsion suivant cet axe se traduisant par une contrainte à 45° de l'axe ayant pour valeur $12,4 \text{ kg/mm}^2$. Donc, la pale a une vibration en flexion de $-15,3$ à $-6,3 \text{ kg/mm}^2$ à laquelle s'ajoute une vibration en torsion qui va de zéro à $12,4 \text{ kg/mm}^2$.

c) *Conclusion de l'analyse des contraintes lors des déclenchements.*

Les résultats obtenus lors des déclenchements de la machine n'ont pas mis en évidence de phénomènes dangereux.

A la suite de ces essais de déclenchement, il a paru intéressant de se rendre compte de ce qui se passerait en cas de non fonctionnement des organes de sécurité. Dans ce cas, les pales et le distributeur restent au même calage; le débit et la vitesse augmentent de la même façon que lors d'un déclenchement lorsque les pales ne contrôlent pas encore le débit. On constate ainsi que lors des deux premiers tiers de la survitesse, le taux de contrainte appliquée à la pale n'est plus que de 50 % de la valeur au moment de la coupure et on peut donc penser qu'un emballement n'apportera pas de contraintes dangereuses pour les pales.

IV. — Conclusion générale

D'une manière générale, le taux des contraintes statistiques appliqué à la pale est de loin le plus important dans la zone de son attache, mais il reste acceptable dans tous les modes de fonctionnement. Les résultats sont de l'ordre de grandeur des valeurs obtenues lors des calculs prévisionnels effectués par le constructeur et ressemblent homogènes avec les conclusions générales relatives à l'exploitation de la machine, obtenues par les essais sur modèle réduit.

Les taux de contraintes dynamiques observés en régimes permanents et en régimes transitoires ne présentent pas de caractère de gravité pour la machine.

La pale vibre excitée par les organes fixes et la cavitation, mais il n'a été mis en évidence ni phénomène de résonance ni évolution vers l'instabilité de la structure par flambement ou flottement. Des fluctuations importantes des contraintes, ayant une période égale au tour de roue, apparaissent au déclenchement lors de la fermeture des pales qui contrôlent le débit; le point représentatif de la contrainte se situe assez loin de la limite de fatigue qui est admise pour le matériau sous immersion.

Les valeurs maximales constatées dans l'évolution des contraintes correspondent aux variations importantes du régime hydrodynamique de la pale, en particulier au moment où l'inclinaison des pales qui se ferment est telle que la section de passage dans la roue est à sa valeur la plus faible.

Ces résultats sont à compléter par l'étude du champ de pression hydrodynamique qui a fait l'objet d'une campagne de mesures particulière. Cette étude complète celle effectuée sur le groupe Kaplan de l'usine de Beauchastel.

Abstract**Stress analysis on a runner blade of No. A 3 N set at the Rance power plant****by J. L'Hermitte ***

A study of the behaviour of the main mechanical parts of a machine under actual operational conditions can contribute valuable information towards the manufacturer's and designer's development studies.

A bulb unit at the Rance power plant, which had been in service under a wide range of different conditions provided an interesting subject of investigation into the behaviour of its main mechanical components in industrial service. A major investigation was successfully carried out by close collaboration between Electricité de France and Neyrpic, a Division of Alsthom, one of the manufacturers of these units. This development research enabled more economical low-head plant operation to be achieved. The author describes the results of strain gauge measurements on a runner blade, in which the results were transmitted through the sea water by radio. The results provided a check on the design calculations and helped towards a better understanding of stresses arising under transient operating conditions. Characteristic operating conditions were covered with the sets operating as direct reverse pumps and turbines.

The average stress measured in the blade mounting under peak operating conditions was 14 kg/sq.mm with the unit running as a turbine. The blade vibrated under the excitation of the fixed components and cavitation but at no time did this vibration assume dangerous proportions.

No abnormal effects were observed when the machine cut out.

This analysis will require completing with a study of the hydrodynamic pressure distribution, for which a special measurement programme has been carried out.

Gravure du XIX^e siècle

* Electricité de France, Direction des Etudes et Recherches, 6, quai Watier, 78 - Chatou.