

**Zeitschrift:** Bulletin technique de la Suisse romande  
**Band:** 64 (1938)  
**Heft:** 12

**Artikel:** Volants et turbines  
**Autor:** Rufenacht, W.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-49205>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 12.01.2026

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

faite de la force motrice et de l'éclairage) progressa de 194 kW, en 1930, à 370 kW, en 1933-34, à 433 kW, en 1935, et leur consommation annuelle passa de 16 122 kWh à 455 317 kWh, dans le laps s'étendant de 1928 à 1937.

Les plans de la page 159 et leurs légendes très explicites décrivent cette imposante installation qui donne toute satisfaction à ses exploitants.

## Volants et turbines

par W. RUFENACHT,  
professeur au Technicum cantonal de Bienne.

*Etude parue dans le dernier rapport annuel du Technicum cantonal de Bienne et qu'il nous a paru opportun de reproduire, en raison de ses qualités didactiques; elle résume clairement un sujet qui a fait l'objet de nombreux travaux — notamment ceux de Stodola — mais souvent longs et assez ardues. — Réd.*

Il m'a paru intéressant et utile pour les techniciens de condenser l'étude des volants et de la rendre ainsi facilement assimilable. Je m'adresse plus particulièrement à nos techniciens sortant, me faisant un plaisir d'ajouter un peu à la science qu'ils ont acquise dans notre Etablissement, en espérant que, tôt ou tard, ils en trouveront application d'une manière ou d'une autre dans leur carrière.

Ces organes sont d'un abord mathématique assez délicat pour des constructions telles que l'exigent certains domaines de l'industrie moderne. En effet, chaque cas devient souvent un état forcé entre des tendances disparates et difficilement conciliables, telles que vitesse périphérique, légèreté, rendement poussé au maximum, sécurité et bon marché. A ces facteurs vient encore s'ajouter la note esthétique. On a l'heur de constater qu'en général ce dernier point n'est pas en contradiction avec les précédents.

De par leur inertie, les volants sont des régulateurs de mouvements: ils absorbent, puis restituent de l'énergie cinétique; ils sont tour à tour passifs et actifs dans les mécanismes.

Nous aurons à faire d'emblée une distinction entre machines lentes (à pistons en général) et machines à nombre de tours élevé.


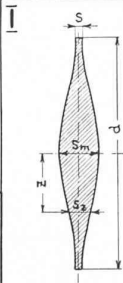
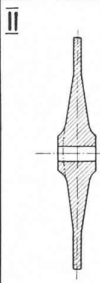
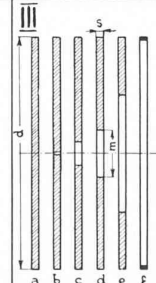
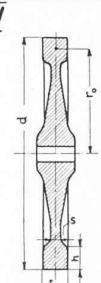
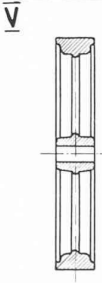
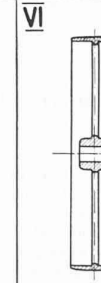
Dans le premier groupe, les efforts tangentiels étant périodiquement variables, le volant maintient, dans les limites du coefficient d'irrégularité choisi, la vitesse constante pour chaque tour. Il permet, en particulier, de passer les « points morts ». Ces volants ont souvent un grand diamètre de jante, celle-ci reliée par un système de bras au moyeu. Ils ont des vitesses relativement faibles et sont d'étude classique; nous ne nous y arrêtons donc pas.

Le second groupe de machines, parmi lesquelles les moteurs à efforts périphériques constants pendant la rotation, comme les turbines hydrauliques, pose un autre problème. Actionnant usuellement des génératrices électriques, elles sont soumises fréquemment à des variations de charges importantes, subites et irrégulières. Le nombre de tours étant lié à la puissance à fournir, il faudrait que le régulateur de vitesse agisse instantanément pour manœuvrer avec la célérité voulue le distributeur, afin de conserver la vitesse de régime normal. Or, cette action n'a lieu qu'avec un petit retard, suffisant cependant pour amorcer une perturbation dans la vitesse, trouble d'autant plus sensible que l'écart des puissances sera grand. On sait que souvent les masses rotatives ne sont pas à même de suppléer par leur faible inertie au régulateur dans les premiers instants troublés, de sorte que l'addition d'un volant s'impose. Ces machines ayant des vitesses élevées, les forces centrifuges développées dans le volant deviennent si importantes qu'on doit envisager une autre base constructive: le disque au lieu de la jante.

Ici tout le matériau du corps participe aux contraintes produites par la force centrifuge. La région du moyeu contribue ainsi à retenir la couronne. Par de nombreux développements mathématiques dans lesquels Bach étudie les déformations consécutives aux tensions, il établit une série d'équations du plus grand intérêt. Dans le tableau ci-contre, je n'ai retenu que les formules et les coefficients immédiatement utilisables, en en limitant le champ d'application aux contraintes susceptibles d'être supportées sans danger pour divers métaux.

Le disque I est le volant théorique présentant une égale résistance dans toutes ses parties. Le profil en est logarithmique. La largeur extérieure étant admise, on en calculera l'épaisseur sur l'axe. Tout alésage pour moyeu constituerait un affaiblissement pour l'ensemble.

Le disque II s'inspire de la forme idéale précédente. L'alé-

	ETUDE COMPARATIVE DE VOLANTS												
TENSIONS LIMITES ADMISES ACIER SPECIAL FORGE $\sigma_{zul} \sim 1200 \text{ kg/cm}^2$ ACIER COULE $\sigma_{zul} \sim 600$ FONTE ACIEREE $\sigma_{zul} \sim 250$ FONTE DE MACHINE $\sigma_{zul} \sim 200$ TOILE d'ACIER $\sigma_{zul} \sim 800$													
													
ALÉSAGE m													
<table><tr><td>a plein</td><td>d <math>\frac{1}{5} d</math></td><td rowspan="3">h: d = petit b: s &lt; 5 MOYEU ET VOILE COMME I &amp; II JANTE CALCULEE PR LIMITER LA TENSION EN S</td></tr><tr><td>b <math>\frac{1}{100} d</math></td><td>e <math>\frac{1}{2} d</math></td></tr><tr><td>c <math>\frac{1}{10} d</math></td><td>f frette</td></tr></table>							a plein	d $\frac{1}{5} d$	h: d = petit b: s < 5 MOYEU ET VOILE COMME I & II JANTE CALCULEE PR LIMITER LA TENSION EN S	b $\frac{1}{100} d$	e $\frac{1}{2} d$	c $\frac{1}{10} d$	f frette
a plein	d $\frac{1}{5} d$	h: d = petit b: s < 5 MOYEU ET VOILE COMME I & II JANTE CALCULEE PR LIMITER LA TENSION EN S											
b $\frac{1}{100} d$	e $\frac{1}{2} d$												
c $\frac{1}{10} d$	f frette												
MOYEU COEFF $\psi_1$ COURONNE: $\psi_2$													
DISQUE D'EGALE RESISTANCE ADMETTRE: S $S_m < 6 S$													
PROFIL INSPIRE DE I ALESAGE COMPENSE PAR MOYEU TRÈS MASSIF													
h: d = petit b: s < 5 MOYEU ET VOILE COMME I & II JANTE CALCULEE PR LIMITER LA TENSION EN S													
SYSTEME DE BRAS TENSIONS NON SYMETRIQUES													
GRANDE LARGEUR, COMME V, PROFIL PLUS DELICAT													
MATERIAUX SANS DEFAUTS													
$S_z = S \cdot e \cdot \frac{\sigma_{zul}}{2b_{zul}} \left( \frac{d^2}{4} - z^2 \right)$													
COMME I, AVEC UNE CERTAINE MODERATION													
OU DEVELOPPEMENT MATH. COMPLET													
SECTION JANTE $b \cdot h = \frac{\sigma_{zul} \cdot s \cdot r_2}{0,7 \left( \frac{v^2}{g} - \sigma_{zul} \right)}$													
$\sigma = \frac{v^2}{g} < \sigma_{zul}$ + TENSIONS SUP- PLEMENTAIRES DUES AUX BRAS													
$\sigma = \frac{v^2}{g} < \sigma_{zul}$ + TENSIONS SUPPL. DUES AUX BRAS & EFFORTS PERI- PHERIQUES													
FORMULES													
$S_m = 3,2718 \frac{v^2 \cdot \sigma_{zul}}{g \cdot b_{zul}}$													
DIMENSIONS: cm - kg - sec													
ACIER SPECIAL FORGE V < 300 m/sec													
ACIER COULE V < 200 m/sec													
VITESSES LIMITES SUPERIEURES													
ACIER SP FORGE V < 200 m/sec													
ACIER COULE V < 150 m/sec													
FONTE ACIEREE V < 80 m/sec													
FONTE DE MACHINES V < 125 m/sec													
SECON QU'ON S'APPROCHE DE I													
TOILE RESISTANTE, de qualite non cassante a V < 180 m/sec b: e V < 110 " f V < 100 " $GO^2 = \frac{\pi}{8} s (d^4 - m^4)$													
ACIER COULE V < 150 m/sec													
FONTE ACIEREE V < 100 m/sec													
ACIER COULE V < 50 m/sec													
FONTE ACIEREE V < 35 m/sec													
FONTE DE MACHINES V < 30 m/sec													
TOILE EMBOUTIE } V < 45 m/sec ACIER COULE } FONTE ACIEREE V < 30 m/sec FONTE DE MACHINES V < 25 m/sec													
APPLICATIONS													
TURBINES A VAPEUR AVEC TENSIONS ADDI- TIONNELLES DUES AUX AUBES													
VOLANTS POUR TRÈS GRANDS NOMBRES DE TOURS													
TURBO-SOUFFLANTES A TENSIONS ADDITIONNEL- LES DUES AUX AUBES													
VOLANTS POUR GRANDS NOMBRES DE TOURS													
VOLANTS DE GRANDS DIAMETRES ET PETITS NOMBRES DE TOURS													
POULIES, PETITS NOMBRES DE TOURS													

sage, pour le monter sur un arbre, exige un moyeu particulièrement massif compensant l'affaiblissement. Le voile est plat vers la couronne et conique vers le moyeu, afin de faciliter les travaux de tournage pour équilibrage.

Les plateaux *III* sont découpés dans un feuillard de tôle, puis équilibrés par tournage. Ils seront montés entre deux plateaux d'accouplement ou soudés sur un moyeu. Solution très actuelle par sa simplicité, qui évite un matériau coulé, donc moins résistant, ou forgé, donc coûteux. Comme il faut s'y attendre, la région centrale est la plus exposée; le plus petit perçage en augmente encore les tensions d'environ trois fois. Le tableau contient les coefficients de correction pour des exécutions allant du disque à la frette.

Le volant *IV* se compose d'une jante et d'un voile d'égale résistance avec alésage compensé par moyeu massif. Au diamètre de jonction des deux parties, il faut que leur dilatation respective, par suite des contraintes, soit identique. La section de la jante n'est donc pas arbitraire; on la calculera en adoptant les autres grandeurs, voir le tableau.

Les exécutions bien connues du volant *V* et de la poulie *VI* perdent tous les avantages précédents avec leur système de bras. La jante est livrée à elle-même; elle n'est que localement retenue par les rayons, ce qui va créer des contraintes de flexion s'ajoutant à celles de la force centrifuge. Le plafond des vitesses périphériques en est de ce fait considérablement abaissé. Une étude comparative du tableau le fera bien vite ressortir. Par exemple, les profils *IV* et *V* ont, pour la fonte aciérée, des vitesses limites de 100, resp. 35 m/sec.

On voit maintenant le chemin qu'il faut suivre pour une construction rationnelle: choisir des nombres de tours élevés, de grands diamètres et se rapprocher du profil d'égale résistance afin de mettre le mieux à contribution le matériau. Le moment d'inertie  $J$  et le moment de giration  $GD^2$  deviendront grands pour un faible poids de volant.

L'énergie accumulée dans un volant peut être considérable; voici deux exemples: Lors de notre excursion technique avec le *VI<sup>e</sup>* semestre à l'Exposition industrielle de Düsseldorf, nous avons pu voir un arbre-vilebrequin de plus de 300 mm de diamètre tordu d'un demi-tour par l'action de son volant. En effet, le boulon d'une tête de bielle s'étant rompu, celle-ci coïna subitement l'arbre et l'énergie cinétique fit le reste. Le *Bulletin technique de la Suisse romande* (5 juin 1937) cite une roue centrifuge de BBC, Baden, en acier nickel-chrome forgé, à très haute résistance, de un mètre de diamètre, tournant à 6000 t/min. Elle acquiert donc une vitesse périphérique de 314 m/sec et elle sert à centrifuger des liquides pharmaceutiques pour en exalter les propriétés médicales. Le disque est presque un corps d'égale résistance avec collerette à la périphérie afin d'y recevoir les liquides. Son  $GD^2$  étant de 110 kgm<sup>2</sup>, il recèle ainsi une énergie cinétique de 540 000 kgm à la vitesse normale. La force centrifuge sur une demi-roue s'élève, approximativement, à un million de kg.

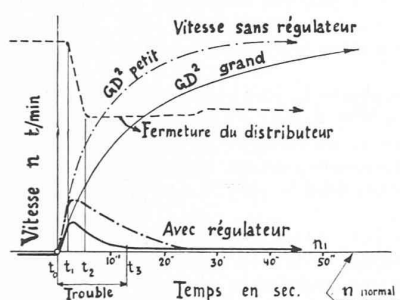


Fig. 1 - Variation des vitesses  
Décharge importante & subite

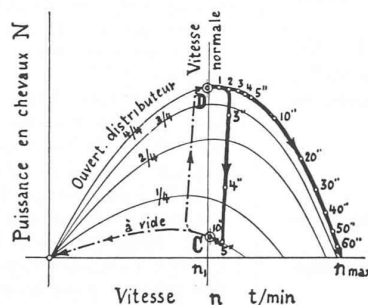


Fig. 2 - Décharge subite D  
Charge subite C

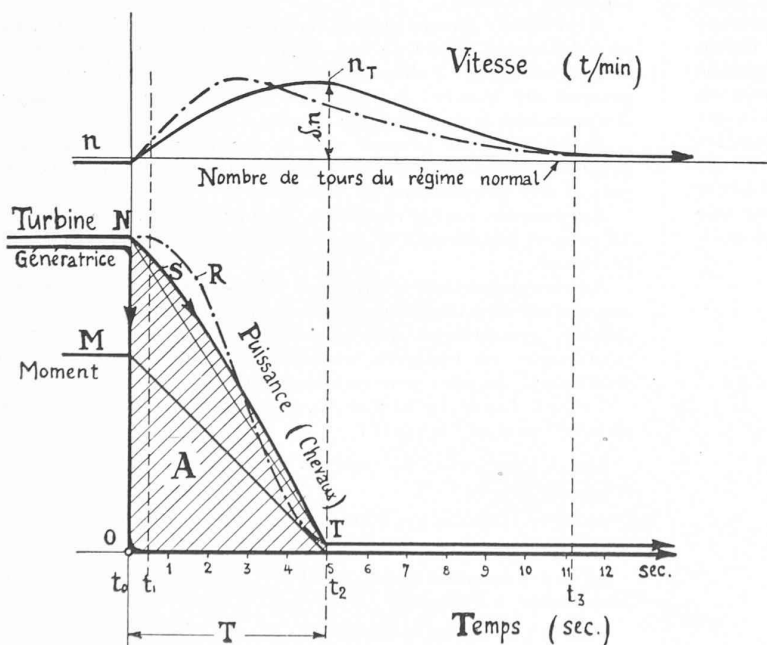


Fig. 3 - Variations pendant une décharge  
subite et totale.

--- Réalité — admis pour le calcul

Revenons maintenant au cas des turbines hydrauliques, fig. 1 à 3. A toute charge de la machine, pour une même ouverture du distributeur, correspond un nombre de tours bien défini. Ainsi, pour une décharge totale à partir de la pleine charge, le point *D* de la fig. 2 se déplacera vers la vitesse maximale dite d'emballement. Au contraire, pour une charge subite, la machine tournant à vide, en *C*, va ralentir et s'arrêter. Le rôle du régulateur et de son multiplicateur d'efforts, le servo-moteur, est de modifier selon besoin l'ouverture du distributeur afin de conserver la vitesse de régime quelle que soit la charge.

Si le réglage maintient la vitesse strictement constante, on a le cas du réglage isodrome employé lorsqu'un seul groupe alimente un réseau électrique, fait plutôt exceptionnel. Afin de pouvoir répartir également la charge du réseau sur chaque turbine, on laisse subsister un petit écart de vitesse (env. 3 %) entre les charges extrêmes; c'est ce que l'on appelle le statisme. Une correction ultérieure éventuelle permet de l'annuler au besoin.

La réelle difficulté du réglage va surgir lorsque les variations de puissance se produiront brusquement. A cause du léger retard dans la modification du vannage, une survitesse ou une sousvitesse momentanée ne pourra être évitée. La fig. 1 montre la variation de la vitesse pendant une décharge brusque. Le travail supplémentaire de la turbine sera emmagasiné dans les masses rotatives qui acquerront de ce fait une survitesse, résorbée dans la suite. On remarque que plus ces masses rotatives seront grandes, plus petite sera la survitesse et la durée de la période troublée. On voit ainsi le rôle utile que peut être appelé à jouer un volant en augmentant ces masses.

La surface *ONRT* de la fig. 3, différence de l'énergie prise par la génératrice et de celle produite par la turbine, aux pertes par frottement près, donne le travail qu'il faut emmagasiner. On distingue :

Retard du vannage,  $t_0$  à  $t_1$ ,  $1/4$  à 1 sec, suivant les régulateurs.

Temps de fermeture du vannage  $t_1$  à  $t_2$ , 1 à 4 sec.

Durée du trouble de la vitesse de régime, de  $t_0$  à  $t_3$ .

On admet en général, pour le calcul, que la puissance diminue progressivement jusqu'à la fin du vannage, droite *NT*, ce qui n'est qu'une approximation d'un phénomène assez complexe, à rectifier empiriquement ensuite. Afin de mieux nous approcher de la réalité, nous partirons de l'hypothèse que le couple de forces *M* sur l'arbre diminue linéairement jusqu'à la fin du vannage et que la vitesse *n* *t/min* atteindra pendant ce temps son maximum, d'après une parabole. Le produit du moment *M* par la vitesse angulaire  $\omega$  conduit à la puissance. En tenant compte des dimensions, le produit des deux variables précédentes donnera la courbe de la puissance *NST* qui délimite le travail à emmagasiner ; le développement mathématique fournit pour la surface entière

$$A = 75 \cdot \frac{1}{2} \cdot NT \cdot (1 + \frac{1}{2} \delta) \text{ kgm.}$$

Les masses d'inertie prendront de la vitesse :  $n_T = n(1 + \delta)$  ; par exemple, pour une décharge subite et totale,  $\delta = 8$  à 16 %, selon les cas. Posons ce bilan de travail fourni et absorbé en kgm :

$$\frac{75 NT}{2} (1 + \frac{\delta}{2}) = \frac{J}{2} (\omega_T^2 - \omega^2).$$

Mais  $J = \frac{GD^2}{4g}$  ;  $\omega = \frac{\pi n}{30}$  ; pour  $N = 1$  cheval, on a 75 kgm/sec

et avec quelques transformations algébriques, on obtient finalement :

$$GD^2 = \frac{135\,000 NT}{n^2 \delta} \text{ kgm}^2$$

qui est le moment de giration total nécessaire au réglage. Celui du volant se trouve par différence entre *GD*<sup>2</sup> des masses tournantes et ce résultat.

Tout ce qui précède supposait que la chute d'eau disponible reste constante. Il n'en est rien cependant : par exemple, pour une turbine à réaction en chambre d'eau, le vannage arrêtant l'écoulement, il se produira une intumescence dans ce bassin et un vide plus poussé dans l'aspirateur, d'où plus grande chute et relativement plus grande puissance, au moment où il faudrait le contraire. On tient compte de cet inconvénient dans le calcul en majorant le temps de réglage *T*. Lorsque les machines sont alimentées par une conduite forcée, le cas est encore plus défavorable, car il se produit un coup de bélier créant un renforcement de la situation précédente. Pour une charge brusque, le phénomène inverse aurait lieu. Voici quelques formules rectificatrices du temps *T* en usage :

*Turbines à réaction :*

chambre d'eau, aspirateur court

$$T_0 = (1,01 \text{ à } 1,07) T$$

chambre d'eau, aspirateur *L* coudé et long

$$T_0 = T + 0,07 \frac{L}{\sqrt{H}}$$

conduite forcée *L* avec vitesse de l'eau *v*

$$T_0 = T + 0,22 \frac{Lv}{H}$$

conduite forcée avec orifice compensateur de pression

$$T_0 = T + 0,16 \frac{Lv}{H}$$

*Turbines à action :*

sans déflecteur

$$T_0 = T \text{ (et plus, selon la conduite)}$$

avec déflecteur (jet détruit)  $T_0 = \frac{2}{3} T$ .

On vient de voir la manière d'appliquer l'étude d'un volant à un groupe turbine-génératrice. D'autres problèmes industriels peuvent trouver leur solution d'une façon analogue à celle-ci.

## Concours pour l'élaboration d'un projet de bâtiment d'école, à Fribourg.

(Suite et fin.)<sup>1</sup>

*Extrait du rapport du Jury.*

Les membres du jury se sont réunis le 2 février 1938 à 14 heures au Musée des arts et métiers, à Fribourg.

Sont présents : MM. Aeby Pierre, Syndic de la ville de Fribourg ; Jungo Léon, Directeur des constructions fédérales, à Berne ; Favarger Jacques, architecte, à Lausanne ; Weiss Hans, architecte, à Berne ; Bays Séverin, Conseiller communal, à Fribourg ; Cardinaux Ferdinand, Directeur de l'Edilité, à Fribourg ; Lateltin Edmond, architecte cantonal, à Fribourg ; Weber Edmond, Conseiller communal, président de la Commission de l'Edilité, à Fribourg ; M. Blanc Jean, secrétaire de l'Edilité à Fribourg, fonctionnaire comme secrétaire du jury.

M. Ed. Lateltin, architecte cantonal, membre suppléant, a remplacé MM. P. Aeby, Syndic, et Ed. Weber, Conseiller communal, ces derniers ayant été empêchés de participer, d'une façon permanente, aux travaux du jury. M. Bays, Conseiller communal, membre suppléant, a suivi les travaux du jury.

M. le Syndic Aeby souhaite la bienvenue aux membres du jury, particulièrement à MM. Jungo, Favarger et Weiss venus du dehors. Il les remercie, au nom de la ville de Fribourg, d'avoir accepté de fonctionner comme membres du jury. Il prie M. Léon Jungo de présider le jury. Cette proposition est acceptée à l'unanimité.

M. Jungo remercie le jury de cette marque de confiance et l'invite à consacrer quelques instants à la visite de l'exposition des projets, pour avoir une impression générale du concours, et à se transporter, ensuite, sur le terrain réservé au futur bâtiment scolaire.

M. Cardinaux donne lecture du procès-verbal d'ouverture des projets qui a été faite en présence de MM. F. Cardinaux, Ed. Lateltin et J. Blanc. Le procès-verbal est adopté.

Les 31 projets présentés ont été affichés et les cubes vérifiés avec l'aide de MM. Albert Weber et Robert Zamofing, techniciens à l'Edilité.

Il est décidé que les projets seront examinés successivement aux différents points de vue ci-après désignés : 1. implantation du bâtiment ; 2. dispositions générales intérieures : a) groupement des locaux ; b) entrées et circulation ; c) éclairage ; 3. expression architecturale ; 4. cube.

M. le président propose que la première élimination des projets reconnus insuffisants soit décidée à l'unanimité du jury. Cette proposition est acceptée.

Au premier tour d'expertise, le jury élimine une série de 11 projets insuffisants et dont la disposition générale est défectueuse.

Au deuxième tour d'expertise, 10 projets sont encore éliminés pour les motifs indiqués ci-après : implantation critiquable, groupement défavorable des locaux, dégagements insuffisants ou exagérés, circulation défectueuse, éclairage irrationnel, façades non satisfaisantes.

Le jury décide de primer six projets et d'attribuer à leurs auteurs les prix suivants :

Moto : « Matinée », Fr. 2000 — M. F. de Reynold, architecte, à Genève.

Moto : « Hélios », Fr. 1700 — MM. Rosset et Matthey, architectes, à Fribourg.

Moto : « Jeunesse », Fr. 1400 — MM. Diener et Colliard, architectes, à Fribourg.

Moto : « Spacieux », Fr. 800 — M. P. Tinguely, architecte, à Liebfeld.

Moto : « Père Girard II », Fr. 600 — M. J.-Ch. Haering, architecte, à Fribourg.

Moto : « Spes », Fr. 500 — M. P. Vauthey, architecte, à Fribourg.

(Suite page 164.)

<sup>1</sup> Voir *Bulletin technique* du 23 avril 1938, page 117.