

N° d'ordre : 1323

50376
1986
61

50376
1986
61

THESE

présentée à

L'UNIVERSITE DES SCIENCES ET TECHNIQUES DE LILLE I

pour obtenir le titre de

Docteur

en

MECANIQUE DES FLUIDES

par

Saïd MAROUFI

CONTRIBUTION A L'ETUDE DE L'APPARITION DES RECIRCULATIONS
EN SORTIE DE ROUE DANS UNE POMPE CENTRIFUGE FONCTIONNANT
A DEBITS PARTIELS



0300084772

Soutenue le 7 Mai 1986

devant la commission d'examen

Membres du Jury :

Président : M. DYMENT, Professeur, Université de Lille I
Rapporteur : M. MICHEAU, Professeur, Université de Lille I
Examineurs : M. BARRAND, Professeur, ENSAM, Lille
M. BOIS, Ingénieur, Sté METRAFLU
M. CAIGNAERT, Maitre de Conférences, ENSAM, Lille
M. CANAVELIS, Ingénieur, Sté BERGERON
M. VERRY, Ingénieur, EDF-DER



- Ce travail a été effectué au Laboratoire de Mécanique de l'Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers de LILLE, sous la direction de Monsieur le professeur BARRAND. Je le remercie particulièrement pour l'intérêt avec lequel il a suivi ces travaux et les précieux conseils qu'il m'a donné tout au long de cette étude.

- Pendant la durée de cette étude, j'ai travaillé en étroite collaboration avec Monsieur CAIGNAERT. Qu'il trouve ici l'expression de ma profonde reconnaissance.

- Je tiens également à remercier Monsieur DESMET pour l'aide qu'il m'a apporté au cours de ce travail.

- Je tiens à exprimer ma très vive gratitude à Monsieur le Professeur DYMENT de me faire l'honneur de présider mon jury.

- Monsieur le Professeur MICHEAU a bien voulu accepter la tâche de rapporteur. Je le remercie très vivement pour les conseils qu'il m'a prodigué lors de nos discussions.

- Messieurs BOIS, CANAVELIS et VERRY ont bien voulu examiner mon travail. Je les en remercie vivement.

- Je n'oublie pas IKRAM pour sa patience et ses conseils.

Je ne terminerai pas cet avant - propos sans exprimer mes remerciements à mes camarades et amis, à l'ensemble du personnel du Laboratoire de Mécanique de l'E.N.S.A.M. pour leur amicale sympathie.

TABLE DES MATIERES

| | Pages |
|---|-----------|
| Chapître 1 : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE | 1 |
| 1 - 1 : Description des recirculations | 1 |
| 1 - 2 : Tentatives de prédiction des recirculations | 2 |
| 1 - 3 : Méthodes d'étude expérimentale des recirculations | 4 |
| 1-3.1 Analyse des Ecoulements | 4 |
| 1-3.1.1 Visualisations | 4 |
| 1-3.1.2 Mesures de vitesses | 5 |
| 1-3.1.3 Mesures de pressions | 7 |
| 1-3.2 Effets globaux externes associés aux recirculations | 7 |
| 1-3.2.1 Observation et Exploitation des courbes caractéristiques | 7 |
| 1-3.2.2 Mesures d'efforts | 8 |
| 1 - 4 : Travaux effectués sur la roue S.H.F | 9 |
| Chapître 2 : MACHINE ET INSTALLATION D'ESSAIS COURBES CARACTERISTIQUE ET ESSAIS PRELIMINAIRES | 10 |
| 2 - 1 : Machine d'essai | 10 |
| 2 - 2 : Banc d'essais | 13 |
| 2 - 3 : Instrumentation et courbes caractéristiques | 14 |
| 2 - 4 : Essais préliminaires de détermination de débit critique de recirculation entrée et sortie de roue | 16 |
| Chapître 3 : ETUDE EXPERIMENTALE DE L 'ECOULEMENT MOYENNE DANS LE TEMPS EN SORTIE DE ROUE ET DANS LE DIFFUSEUR | 19 |
| 3 - 1 : Exploitation des mesures à débit nominal | 19 |
| 3-1.1 Distribution de pression | 20 |
| 3-1.2 Distribution de vitesse | 22 |
| 3-1.3 Comparaison avec les performances globales de la machine | 25 |
| 3 - 2 : Exploitation des mesures à débits partiels | 27 |
| 3-2.1 Distributions de pression | 27 |
| 3-2.2 Distributions de vitesse | 29 |

| | | |
|----------------------|---|-----------|
| 3 - 3 | : Modèle théorique bidimensionnel de SENOO | 31 |
| 3-3.1 | Présentation du Modèle | 31 |
| 3-3.2 | Exploitation du Modèle | 36 |
| Chapître 4 | : ETUDE EXPERIMENTALE DES VITESSES INSTANTANÉES EN SORTIE DE ROUE ET DANS LE DIFFUSEUR LISSE | 40 |
| 4 - 1 | : Description du dispositif expérimental | 42 |
| 4-1.1 | Montage pour analyse synchrone | 42 |
| 4-1.2 | Montage pour analyse en fréquence | 43 |
| 4 - 2 | : Analyse synchrone des enregistrements de vitesse | 44 |
| 4-2.1 | Echantillonnage | 44 |
| 4-2.2 | Moyennes périodiques synchrones | 45 |
| 4-2.3 | Profils de vitesse à débit nominal | 47 |
| 4-2.4 | Profils de vitesse à débits partiels | 50 |
| 4-2.5 | Comparaison avec les performances globales de la machine | 52 |
| 4 - 3 | : Analyse en fréquence des fluctuations de vitesse | 53 |
| Chapître 5 | : ANALYSE EN FREQUENCE DES FLUCTUATIONS DE PRESSION EN PAROI DE DIFFUSEUR | 56 |
| Chapître 6 | : MESURE DE PRESSION DANS LE CANAL DE ROUE | 59 |
| 6 - 1 | : Description du système de télémétrie | 59 |
| 6-1.1 | Chaîne de mesure | 59 |
| 6-1.2 | Description du montage | 59 |
| 6-1.3 | Positionnement du capteur | 60 |
| 6 - 2 | : Etalonnages | 60 |
| 6 - 3 | : Résultats de mesures | 61 |
| 6-3.1 | Composante continue | 61 |
| 6-3.2 | Composante fluctuante | 62 |
| CONCLUSION | | 64 |
| ANNEXE I | : DESCRIPTION DE LA SONDE I.M.F.L. n°8 | 67 |
| ANNEXE II | : ETALONNAGE ET UTILISATION DE LA SONDE A 2 FILS CHAUDS | 73 |
| BIBLIOGRAPHIE | | |
| FIGURES | | |

CHAPITRE 1

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Dans de nombreux circuits de pompage, notamment dans les centrales de production d'énergie, les pompes sont amenées à suivre sans défaillance les variations de charge sur une large plage de débits.

Or, toutes les pompes présentent, lorsqu'on réduit leur débit, un ou plusieurs débits critiques pour lesquels il se produit des "courants de recirculation" (inversion de la composante débitante de la vitesse d'écoulement) sur une portion de l'entrée ou de la sortie de la roue, ainsi qu'en entrée de diffuseur (voir figure 1.1).

En général, les recirculations se produisent à l'entrée de la roue en dessous d'un débit Q_{k1} et à la sortie de la roue en dessous d'un débit Q_{k2} . Dans de nombreux cas, Q_{k1} et Q_{k2} sont suffisamment différents pour pouvoir être distingués et mesurés séparément lors des essais.

1-1 Description des recirculations

Dès 1909, STEWART [1] détecte une prérotation de l'écoulement dans la canalisation d'entrée à l'aide d'un "rotomètre" spécial. Vers 1950, STEPANOFF [2] explique la prérotation en entrée de pompe par un "principe de moindre résistance" selon lequel les lignes de courant devant la roue permettent au fluide d'entrer dans celle-ci avec l'angle d'entrée des aubages, d'où l'apparition d'une composante circonférentielle de la vitesse.

Dans sa thèse, SEN [3] donne la description suivante de la recirculation d'entrée : aux débits importants, l'écoulement dans la tuyauterie droite à l'entrée de la pompe est quasiment monodimensionnel ; en réduisant le débit, on constate que l'écoulement devient soudain tridimensionnel : sur la périphérie de la tuyauterie, l'écoulement présente de fortes composantes tangentielles (dans le sens de rotation de la roue) ainsi que des composantes axiales négatives. Ces observations sont résumées sur la figure 1.2.

Si ces phénomènes à l'entrée de la pompe ont été largement étudiés, il n'en est pas tout à fait de même en sortie de roue, et de nombreuses questions demeurent posées à ce niveau :

- * où se produisent les recirculations ?
- * s'agit-il d'un phénomène lié à un déséquilibre dans le plan méridien (côté plafond ou côté ceinture), ou dans le plan aube à aube ou alors d'un déséquilibre plus général de caractère tridimensionnel ?
- * S'agit-il d'un phénomène lié particulièrement à la viscosité du fluide (décollement de couche limite) ou d'une réorganisation susceptible d'apparaître en fluide parfait ?
- * Quelle est l'influence des interactions de la roue avec les organes de récupération d'énergie cinétique (diffuseur, volute) et avec son environnement proche (espaces latéraux) comme l'indique MAKAY [4] ?
- * La recirculation d'entrée est-elle une conséquence de la recirculation de sortie ou correspond t-elle à un phénomène dont l'origine est différente ?

Après un rappel des moyens de prédiction et de détection de ces recirculations, notre travail tentera d'apporter une contribution à cette connaissance des écoulements à débits partiels en sortie de roue d'une pompe centrifuge.

1-2 Tentatives de prédiction des recirculations

Les dix dernières années ont vu se développer des tentatives d'approche théorique des débits critiques de recirculation, de plus en plus nécessaires pour aider à la conception de machines plus performantes.

L'utilisation des méthodes de calcul quasitridimensionnelles (modèle S1 - S2 de WU) a été testée aux débits partiels par divers participants à un groupe de travail de la société Hydrotechnique de France [5] et comparée à des résultats expérimentaux [6]. A l'heure actuelle, il ne semble pas que ce type de calcul conduise directement à une mise en évidence de recirculations.

Il met toutefois en évidence une évolution des profils de vitesse sur les aubages qui pourrait entraîner des décollements de couche limite occasionnant à leur tour des réorganisations d'écoulement.

Des méthodes d'analyse par des codes de calcul tridimensionnels en fluide parfait sont en cours de développement dans divers laboratoires, mais peu de résultats à débits partiels ont été publiés.

Aussi, les méthodes de prédiction des débits critiques de recirculations demeurent pour l'instant issues d'approches bi voire monodimensionnelles. On peut, en premier lieu, citer les travaux de SEN et SCHIAVELLO [3,7] consacrés à la recirculation d'entrée ; ils définissent un coefficient de diffusion modifié, prenant en compte le rapport de diffusion, la distribution de pression sur les aubages, la courbure méridienne et le rapport de vitesse axiale.

L'utilisation de leurs travaux demeure cependant tributaire de la connaissance de coefficients non publiés et définis à partir des résultats expérimentaux sur des pompes d'un constructeur particulier. Une approche, par leur technique, du débit critique de recirculation en entrée de la roue étudiée dans le cadre de notre travail a pu être effectuée [8] et a conduit à un débit critique relatif égal à 0,7.

Des approches 1D, souvent liées aux résultats de statistiques sur des familles données de pompes, permettent également d'accéder à la détermination d'un débit critique de recirculation en entrée de machine. Citons par exemple la méthode dite "géométrique" de FRASER [9] qui utilise simplement la mesure des cols d'entrée et de sortie du canal inter-aubes pour définir le débit critique ; les résultats sont très sensibles à la définition du col d'entrée. L'utilisation de cette méthode sur notre roue conduit à un débit critique relatif en entrée de l'ordre de 0,63.

De même, BOIS et DUCHEMIN [8] à partir d'un facteur de diffusion critique aboutissent à une valeur de 0,67.

Le débit critique de recirculation en sortie de roue est quant à lui beaucoup moins évoqué dans les approches par le calcul. Il semble dépendre beaucoup plus de l'environnement aval de la roue, et seules des méthodes de calcul instationnaires semblent permettre une représentation correcte des phénomènes. On peut ainsi citer une approche 1D effectuée par LORETT et GOPALAKRISHNAN [10] et les approches 2D de CORNIGLION [11], IMAICHI, TSUJIMOTO et YOSHIDA [12], mais les résultats obtenus par ces divers auteurs manquent encore de confirmations expérimentales.

1-3 Méthodes d'étude expérimentale des recirculations

Les méthodes de détection des recirculations peuvent être regroupées en deux catégories : celles qui font appel à des mesures de grandeurs caractéristiques de la structure de l'écoulement et celles qui interprètent les effets globaux externes induits par ces mêmes écoulements.

Notre présentation, qui ne prétend pas être exhaustive, comporte des techniques utilisées en eau, mais aussi celles utilisables sur des bancs d'essais en air de pompes centrifuges, comme c'est le cas de la machine que nous avons étudiée.

1.3.1. Analyse des écoulements

L'analyse des écoulements s'effectue de façon soit qualitative (visualisations) soit quantitative (mesures locales de vitesses ou de pressions).

1.3.1.1. Visualisations :

Les techniques de visualisation nécessitent en premier lieu des possibilités d'observation d'une zone de la machine (entrée et/ou sortie de la roue, intérieur de la roue). Le plus souvent, cette observation s'effectue à travers des hublots en verre ou en plexiglas disposés judicieusement et ayant si possible des faces planes et parallèles (du moins pour les essais en eau). L'éclairage de la zone à observer peut être obtenu par un stroboscope piloté par un signal de déclenchement synchrone à la rotation de la roue lorsqu'on désire visualiser l'écoulement dans la roue. L'éclairage peut également être réalisé par la technique des tranches planes de lumière qui facilite beaucoup le dépouillement (réalisation de photographies par exemple). Sur des machines industrielles non munies de hublots transparents, on peut utiliser des endoscopes à la fois pour l'éclairage (éventuellement stroboscopique) et l'observation des écoulements internes.

Les visualisations nécessitent l'utilisation de traceurs qui sont supposés représenter aussi fidèlement que possible le mouvement du fluide dans lequel ils sont plongés.

L'utilisation de fils fixés sur un support quelconque (paroi fixe, paroi mobile, sonde...) permet d'observer l'écoulement à condition toutefois de respecter un certain nombre de règles quant au choix de ces fils (matière, longueur, fixation). Dans l'eau, on utilise couramment des fils de nylon; dans l'air, on utilise plutôt des fils de laine de faible densité, mais exclusivement sur des parois fixes. L'interprétation des mouvements des fils dans l'écoulement permet de caractériser le type de phénomène observé ; MOORE et KLINE [13] ont ainsi proposé une classification qu'il nous paraît intéressant de rappeler ici (voir figure 1.3).

L'émission de colorants (en eau), de fumées (en air), de particules solides (particules de polystyrène, graines de pavot peintes), de bulles d'air ou d'hydrogène rend possible également l'observation des écoulements dont le taux de turbulence n'est pas trop élevé. L'utilisation de sondes à émission intermittente peut permettre de visualiser des recirculations.

Enfin, il faut également noter les possibilités d'observation des écoulements pariétaux à l'aide par exemple de dépôt d'un mélange parafine-acide oléïque et noir de fumée (en eau) ou d'un mélange de pétrole et de noir de fumée (en air). Une prise en compte des dérapages de couche limite doit par contre être effectuée pour remonter à l'écoulement hors couche limite.

1.3.1.2. Mesures de vitesses

Ces mesures locales (au sein de l'écoulement ou en paroi) donnent accès soit à des valeurs moyennées dans le temps, soit à des valeurs instantanées selon le type de capteur utilisé.

Des mesures de vitesses moyennes sont obtenues à l'aide de sondes directionnelles multi-trous à l'entrée, et à la sortie, voire dans la roue [14,15,16,17]. Les divers types de sondes se distinguent par leur forme (hémisphérique, cylindrique,...), par le nombre, la disposition et le diamètre des prises de pression.

Les résultats permettent, par intégration spatiale, de remonter aux performances moyennes de la machine. L'évolution des angles moyens en fonction du débit permet de détecter des recirculations. IL faut cependant noter, comme le font BOIS et EL MARJANI [16], l'importance des dimensions de la sonde sur la qualité des résultats. De plus, leur utilisation, près de la sortie de la roue, dans un écoulement fortement fluctuant en grandeur et en direction semble présenter des limitations. Ces sondes permettent également de remonter aux distributions de pressions statiques et totales qui peuvent être corrélées aux mesures de pressions moyennes pariétales.

Des mesures de vitesses instantanées sont obtenues à l'aide de sondes directionnelles multi-trous munies de capteurs de pression instantanée, de sondes à fil(s) chaud(s) (en air), ou à film(s) chaud(s) (en eau), ou encore à l'aide de vélocimètre laser. Ces deux dernières techniques ont en général une résolution spatiale supérieure à celle des sondes traditionnelles mais elles ont par contre une meilleure réponse en fréquence (plusieurs dizaines de kHz pour l'anémométrie à température constante ; au mieux quelques kHz pour la vélocimétrie laser à effet Doppler dans les conditions optimales d'utilisation). La mise en oeuvre des techniques de traitement de signal (moyennes synchrones, analyse en fréquence,...) permet d'obtenir de nombreuses informations sur la nature des écoulements et d'obtenir des critères de recirculation.

Ces techniques peuvent être utilisées non seulement devant et derrière la roue [19,20,21,22,23], mais aussi dans la roue à condition de pouvoir transmettre les signaux (cas du fil chaud) par collecteur tournant ou télémétrie [24], ou de pouvoir disposer de hublots transparents (vélocimétrie laser) [25,26]. Il faut enfin noter, en vélocimétrie laser la difficulté de faire des mesures près des parois à l'aide d'un vélocimètre à effet Doppler. Cet inconvénient peut être éliminé en utilisant un système bipoint mais on n'accède alors qu'à la mesure stationnaire de la vitesse et à condition que le taux de turbulence de l'écoulement soit faible, ce qui rend l'utilisation de cet équipement beaucoup moins intéressante pour notre problème.

1.3.1.3 Mesures de Pressions

L'analyse de l'évolution des pressions moyennes pariétales en fonction du débit de la machine est souvent utilisée pour définir un débit critique de recirculation en entrée (mesures le long de la canalisation) ou en sortie (mesures sur les parois des espaces latéraux, au rayon de sortie de la roue). Des mesures de pression dans la roue sont également parfois utilisées, avec transmission de signal soit directement de pression avec un turbo-commutateur [27], soit sous forme électrique par collecteur tournant ou télémétrie [28]; à noter la possibilité d'accéder aux pressions dans une roue semi-ouverte à l'aide d'un capteur à réponse rapide monté en paroi fixe [29].

Enfin, la mesure et l'analyse des fluctuations de pression [30] semblent apporter également des informations fort intéressantes pour la détection des recirculations, mais l'exploitation de ces résultats demeure délicate et fort dépendante des caractéristiques de la machine, du circuit et de la position des capteurs comme nous le verrons au chapitre 5.

La recirculation est dans ce cas indirectement mise en évidence par une singularité de la courbe de variation de la pression que l'on peut attribuer soit à l'apparition de la prérotation dans la conduite d'amenée soit à une redistribution du champ des vitesses en sortie.

1.3.2. Effets globaux externes associés aux recirculations

Ces méthodes d'analyse interprètent soit des valeurs moyennes des principales grandeurs caractéristiques du fonctionnement de la machine, soit les fluctuations de certaines d'entre elles. Elles font également parfois appel à la mesure de diverses grandeurs mécaniques externes.

1.3.2.1. Observation et exploitation des courbes caractéristiques [31,6]

Le passage du débit critique s'accompagne souvent d'un décrochement ou d'une contre-pente locale sur les courbes hauteur totale d'élévation-débit ou puissance sur l'arbre-débit. Ceci apparaît surtout pour les machines de vitesse spécifique élevée et nécessite un relevé des caractéristiques très précis, avec des points de mesures très rapprochés.

On constate parfois également un phénomène d'hystérésis local dans les caractéristiques selon le sens de variation du débit.

Ces mêmes caractéristiques peuvent être exploitées de façon plus fine, à condition de pouvoir remonter au débit traversant la roue Q_r (ce qui suppose une estimation ou la mesure des fuites internes) et à la puissance interne P_i (estimation ou mesure des pertes mécaniques) ; on peut alors calculer la hauteur interne $H_i = P_i / (\rho g Q_r)$: au dessus du débit critique, la hauteur interne varie sensiblement linéairement avec le débit roue ; l'écartement plus ou moins brusque entre cette "droite" et la courbe de variation de H_i permet d'apprécier un débit critique de recirculation. Cet écart apparaît en général mieux lorsqu'on le traduit en terme de puissance en raison de la puissance dissipée par les recirculations.

Cette méthode permet d'avoir une idée assez correcte de la zone où apparaissent les recirculations mais sans grande précision et sans indication sur leur localisation bien qu'on estime généralement que les phénomènes de sortie jouent un rôle prépondérant.

1.3.2.2 Mesures d'efforts :

Les poussées axiale et radiale, tant moyennes que fluctuantes, évoluent beaucoup lorsqu'on réduit le débit d'une machine [4,32]. Mais ces poussées dépendent beaucoup de la conception de la machine (type d'organe de récupération d'énergie cinétique, existence de trous d'équilibrage,...) ; d'autre part, la mesure des fluctuations de poussées se révèle fort délicate à effectuer et les moyens actuellement utilisés ont des fréquences de coupure relativement basses (environ 100Hz pour les mesures extensométriques sur l'arbre) [33].

Des problèmes un peu semblables apparaissent lorsqu'on désire analyser les composantes fluctuantes des efforts transmis au massif supportant la machine et aux tuyauteries qui lui sont reliées, et on ne trouve guère de références utilisant ce type de mesures pour analyser les recirculations.

L'évolution des fluctuations de pression dans la machine lorsqu'on réduit le débit se traduit par des modifications de son comportement vibratoire et sonore [30].

Les résultats obtenus à l'aide des accéléromètres ou des sonomètres demeurent toutefois trop fortement dépendant de la structure de la pompe pour conduire à une interprétation générale et à une définition précise des phénomènes tels que les recirculations. L'utilisation des techniques intensimétriques, bien que de mise en oeuvre assez lourde, doit pouvoir permettre une analyse plus fine des sources internes de bruit.

1.4 Travaux effectués sur la roue "S.H.F."

La brève analyse bibliographique qui vient d'être faite justifie les travaux qui ont été entrepris dans le cadre d'un groupe de travail de la S.H.F.[5,6] pour tenter d'accéder à une meilleure connaissance des recirculations à débit partiel dans une roue de pompe centrifuge.

Les premiers travaux expérimentaux qui ont été effectués sur la machine d'essais spécialement conçue dans ce but ont permis de définir avec précision le débit critique de recirculation en entrée de machine, mais ont fait apparaître la difficulté de décrire correctement les écoulements en sortie de roue et en entrée de diffuseur et leur évolution en fonction du débit. C'est pour tenter de le faire que ce travail a été entrepris.

Après un rappel des moyens d'essais et des premiers résultats, nous présenterons diverses analyses expérimentales et théoriques des écoulements :

- en entrée du diffuseur lisse de la machine (mesures et analyses de pressions et de vitesses moyennes et fluctuantes).
- dans la roue (premiers essais de mesures de pression)

CHAPITRE 2

MACHINE ET INSTALLATION D'ESSAIS

COURBES CARACTERISTIQUES ET ESSAIS PRELIMINAIRES

2.1 Machine d'essai

Le programme d'études auquel se rattache notre travail, a un objectif essentiellement pratique, qui a conduit ses promoteurs à faire le choix d'une machine d'essais aussi proche que possible des pompes les plus courantes.

Cette machine est donc de type industriel, avec des dimensions suffisantes pour que l'expérimentation soit commode et fiable. Pour lui conférer une telle représentativité, on a choisi une vitesse spécifique $n_s = 30$ (soit une rapidité spécifique $\omega_s = 0,577$).

Le dessin de l'entrée est destiné à assurer une alimentation convenable de la roue et donc les aubages ont le profil gauche habituel dans l'état actuel de la technique.

Cependant, l'arête de sortie est droite de façon à offrir une condition standard aux calculs et à ne pas tenir compte des développements particuliers que certains constructeurs ont été amenés à apporter à leurs productions. L'élaboration de la machine s'est voulue elle aussi conventionnelle, c'est à dire que la roue a été réalisée en alliage cuivreux par fonderie selon les procédés classiques et avec, par conséquent, les aléas dimensionnels habituels. De même l'affutage des sorties d'aubages a été effectué par meulage manuel. Ces caractéristiques, destinées à garantir le caractère appliqué à la recherche, interdisent toutefois la parfaite reproductibilité dimensionnelle qui conviendrait à une confrontation avec l'analyse numérique. On peut ainsi penser pour ce qui concerne directement notre objectif, que les transitions de régimes d'écoulement peuvent prendre un caractère plus diffus et moins brutal que dans une machine dont tous les canaux sont identiques.

La machine de base retenue a les dimensions principales suivantes :

- nombre d'aubes $K = 7$
- diamètre de roue $D_2 = 400 \text{ mm}$
- largeur de roue $b_2 = 30 \text{ mm}$
- vitesse de rotation $N = 1200 \text{ tr/min}$
- angle de sortie $\beta_2 = 22,5^\circ$ (mesuré par rapport à la direction circonférencielle)

Le débit nominal choisi pour le dessin de la roue est égal à 111,8 l/s.

Le nombre de Reynolds de référence, défini par :

$$Re = \frac{U_2 D_2}{2 \nu}$$

où U_2 est la vitesse périphérique de la roue et ν la viscosité cinématique du fluide (eau) a pour valeur 5.10^6 environ.

Les dimensions de la machine destinée aux essais en air sont choisies selon les quatre critères suivants :

- 1 - Vitesse de rotation inférieure à 3000 tr/min et couple sur l'arbre inférieur à 127 m.N.
- 2 - Similitude de fonctionnement avec la machine de base et avec la machine servant aux essais en eau.
- 3 - Nombre de Reynolds de référence au moins égal à 10^6 .
- 4 - Effet négligeable de la compressibilité garanti par un nombre de Mach périphérique $M = U_2/a_2$ inférieur à 0,2.

Les dimensions choisies dans ces conditions sont les suivantes :

- diamètre de roue : $D_2 = 516,8 \text{ mm}$
- largeur de roue : $b_2 = 38,76 \text{ mm}$

Les valeurs des nombres de Reynolds et de Mach de référence sont rassemblées dans le tableau ci-dessous pour trois vitesses de rotation. (cf Tableau page suivante).

| vitesse de rotation N tr/min | Nombre de Reynolds $R_e = U_2 D_2 / 2 \nu$ | Nombre de Mach $M = U_2 / a_2$ |
|---------------------------------|---|-----------------------------------|
| | $\nu = 15 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ | $a_2 = 340 \text{ m/s}$ |
| 2 500 | $1,17 \cdot 10^6$ | 0,197 |
| 2 000 | $9,33 \cdot 10^5$ | 0,158 |
| 1 700 | $7,93 \cdot 10^5$ | 0,134 |

La vitesse de rotation finalement retenue pour satisfaire aux conditions imposées est donc égale à 2 500 tr/min, mais certains essais ont été répétés à des vitesses inférieures.

L'environnement de la roue a été défini à partir des contraintes suivantes :

1° Possibilités de visualisations tant à l'entrée et à la sortie de la roue que dans le diffuseur.

Dans ce but la conduite d'aspiration ainsi que des fenêtres sur le flasque de ceinture sont réalisées en plexiglas.

2° Environnement de la roue aussi axisymétrique que possible.

C'est la raison pour laquelle un diffuseur à parois parallèles de grande longueur a été adopté pour séparer la roue de la volute de forme circulaire axisymétrique. Nous reviendrons sur la qualité du choix qui a été opéré.

3° Possibilité de changer le diffuseur entre deux séries de mesures. (Deux diffuseurs sont disponibles : un diffuseur lisse et un diffuseur aubé géométriquement semblable au diffuseur étroit utilisé pour les essais en eau).

- d'une conduite en P.V.C de diamètre 190 mm et de longueur 6,6 m.
- d'un diaphragme de diamètre égal à 130 mm, équipé des prises de pression dans les angles conformes à la norme AFNOR NFX 10 - 102, permettant la détermination du débit.
- d'une deuxième portion de tube P.V.C de longueur 1,9 m
- d'un système de réglage du débit, formé d'un panneau circulaire plan réglable en position axiale au moyen d'un dispositif vis-écrou, disposé en sortie de la conduite munie d'un pavillon divergent (voir fig. 2.2).

2.3. Instrumentation et courbes caractéristiques.

Les pressions p_1 et p_2 respectivement à l'amont et à l'aval du diaphragme sont mesurées à l'aide d'un manomètre numérique de type \checkmark EW 26 54.

La température de la veine T_v est déterminée à l'aide d'une sonde de température (en platine).

La température ambiante T_a et l'humidité relative de l'air ambiant H_r sont évaluées grâce à un hygromètre numérique ROTRONIC DT.

Ces différentes mesures permettent de déterminer le débit conformément aux normes NFX 10-102 et NFX 10-104.

La vitesse de rotation N est mesurée en bout d'arbre du moteur à l'aide d'une roue polaire et d'un capteur magnétique associé à un tachymètre numérique AOIP.

Le couple C sur l'arbre est mesuré à l'aide d'un capteur d'effort à jauges GSE type 48024 fixé entre le stator monté en balance du moteur d'entraînement et le bâti.

La hauteur d'élévation totale H_n de celle ci est déterminée grâce à un manomètre différentiel de type PERFLOW PE4/S₁, monté entre les prises de pressions à l'aspiration et au refoulement de la machine aux emplacements indiqués sur la figure 2.2.

Tous les dispositifs de mesure de pression stationnaire sont étalonnés par référence à un manomètre à colonne d'eau dont la lecture est effectuée à 1/2 mm près. La mesure du couple est étalonnée par pesée.

Des contrôles préliminaires ont permis de vérifier les bonnes conditions d'alimentation de la roue : une carte de vitesses dans une section de la canalisation d'aspiration a été obtenue par sondage selon trois diamètres à l'aide d'une sonde I.M.F.L. à 4 trous donnant la grandeur et la direction de la vitesse d'écoulement de l'air. Ces résultats ont été jugés satisfaisants et ont permis un regroupement avec la mesure du débit au diaphragme.

Des essais ont également permis d'obtenir une estimation des pertes par frottement de disque nécessaires au calcul de la puissance interne de la machine ; ceci a été obtenu à l'aide des manipulations suivantes :

- mesure de l'évolution de la puissance sur l'arbre en fonction de la vitesse de rotation lorsque la roue est enlevée, fournissant une évolution des pertes mécaniques provoquées par les paliers et les joints.
- mesure de l'évolution de la puissance sur l'arbre en fonction de la vitesse de rotation lorsque la roue est montée, mais est bouchée tant à l'entrée qu'à la sortie
- estimation des pertes par frottement de disque à l'aide des essais précédents après correction tenant compte des frottements supplémentaires apportés par les dispositifs d'obturation de la roue.

Les caractéristiques de la machine ont été relevées aux 2 vitesses de rotation (2 500 et 2 000 tr/min) dans les deux configurations (diffuseur lisse et diffuseur aubé). Toutes les caractéristiques ont été ramenées en application des lois de similitude (sans correction de l'effet du nombre de Reynolds), à celles de la machine de base.

Les figures 2.3 et 2.4 montrent ces caractéristiques avec le diffuseur lisse.

La figure 2.5 montre une superposition des deux caractéristiques précédentes sous forme adimensionnelle par utilisation des coefficients de RATEAU:

* coefficient de débit : $\mathcal{J} = Q_v / (\omega R_2^3)$

* coefficient de travail : $\mu = gH / (\omega^2 R_2^2)$

* coefficient de puissance : $\tau = P_i / (\rho \omega^3 R_2^5)$

On peut constater sur cette figure l'assez bonne similitude des résultats à 2 500 et 2 000 tr/min.

Le débit indiqué ici correspond au débit mesuré au diaphragme ; or dans notre montage, le joint noté A sur la figure 2.1. s'est révélé inapte à un fonctionnement correct et a donc été supprimé, ce qui conduit à une fuite importante et à un débit-roue nettement plus grand que le débit mesuré. Une estimation de cette fuite a été effectuée en tenant compte des dimensions des passages entre la roue et son enveloppe et la différence de pression théorique entre l'entrée et la sortie de la roue, ce qui a permis un calcul du débit traversant la roue pour l'exploitation des mesures ultérieures.

2.4. Essais préliminaires de détermination du débit critique de recirculation en entrée et sortie de roue.

Des visualisations ont pu être réalisées à l'entrée et à la sortie de la roue en utilisant des fils de laine (entrée et sortie) ou un générateur de fumée (en entrée).

A l'entrée de la roue, les phénomènes observés lorsqu'on réduit le débit de la machine sont très clairs. Pour des débits élevés, les fils placés en paroi ou portés sur une tige support dans la conduite d'aspiration prennent une direction axiale. Pour un débit très précis, on observe un changement brutal de comportement des fils les plus proches de la roue (au voisinage de la paroi du tube) qui se mettent alors à osciller et à prendre une direction sensiblement tangentielle dans le sens de la rotation de la roue avec une faible composante axiale dirigée vers l'entrée de la conduite d'aspiration démontrant un écoulement de retour à la paroi du tube d'aspiration. En réduisant encore le débit, on assiste à une propagation très rapide de cette recirculation dans la canalisation d'aspiration. La figure 2.6. montre les valeurs des débits critiques relatifs de recirculation ainsi obtenues en divers points de la canalisation d'aspiration.

En sortie de roue, les phénomènes sont beaucoup plus difficiles à interpréter. On a ainsi procédé à une visualisation à l'aide de fils situés sur une tige traversant la partie lisse du diffuseur, à 8 mm de la roue (voir fig. 2.7.).

Au débit nominal, tous les fils ont une direction identique assez proche de la direction tangentielle compte tenu de l'angle de sortie des aubages. Lorsqu'on réduit le débit, on constate que le fil n° 1 le plus proche du flasque côté ceinture prend une direction soudain plus tangentielle que les autres, en se mettant à osciller fortement pour finalement basculer de temps en temps vers l'intérieur de la roue, ce qui indique un débit de recirculation de ce côté du canal du diffuseur.

Ces phénomènes se produisent à des débits très différents :

- en sortie de roue la recirculation apparaît pour un débit roue relatif Q/Q_N compris entre 0,78 et 0,81.

- en entrée le débit critique d'apparition de la recirculation est remarquablement stable et correspond à une valeur relative égale à 0,67.

Les essais de visualisation ont été effectués à trois vitesses de rotation et pour les deux types de diffuseur. Le débit critique de recirculation relatif visualisé à l'entrée est quasiment constant ; la dispersion des résultats est plus importante à la sortie comme le montre la table ci dessous :

| N (tr/min) | QK_1 (entrée)/ Q_N | | QK_2 (sortie)/ Q_N | |
|------------|------------------------|-----------------|------------------------|-----------------|
| | diffuseur aubé | diffuseur lisse | diffuseur aubé | diffuseur lisse |
| 2 500 | 0,67 | 0,65 | 0,78 - 0,87 | 0,77 - 0,8 |
| 2 000 | 0,69 | 0,64 | 0,81 - 0,91 | 0,73 - 0,81 |
| 1 700 | 0,68 | 0,65 | 0,78 - 0,9 | 0,72 - 0,87 |

Les observations immédiates déduites de ces visualisations sont les suivantes :

- le débit critique de recirculation en sortie de roue est plus important que celui mesuré à l'entrée. Cependant, les phénomènes sont beaucoup plus difficiles à définir avec précision à la sortie immédiate de la roue compte tenu des perturbations causées par les passages d'aubes au droit du point d'observation et du caractère non permanent de l'écoulement qui en résulte.

- L'utilisation d'un diffuseur lisse conduit à des débits critiques légèrement plus faibles qu'avec le diffuseur aubé.

- Les variations de vitesse de rotation n'ont pas apporté de variations significatives des débits critiques.

De tels résultats sont difficiles à analyser et en particulier, ils ne permettent pas de répondre aux principales questions que l'on s'est posées au chapitre précédent.

Les chapitres qui suivent ont pour objet de tenter de répondre à ces questions au moyen d'une analyse plus fine de l'écoulement aussi bien dans le diffuseur que dans la roue.

CHAPITRE 3

ETUDE EXPERIMENTALE DE L'ÉCOULEMENT MOYENNE DANS LE TEMPS EN SORTIE DE ROUE ET DANS LE DIFFUSEUR LISSE.

La mesure des paramètres moyennés dans le temps constitue la première étape de l'analyse des écoulements dans la machine.

Ces mesures s'appliquent essentiellement aux paramètres de pression et de vitesse.

Nous serons amenés dans un premier temps à étudier le fonctionnement de la machine à débit nominal de façon à analyser les distributions de pression et de vitesse dans des conditions de référence et à valider ces mesures. Nous examinerons ensuite l'évolution de ces paramètres lorsque le débit est réduit. Ces résultats seront alors comparés à ceux fournis par un modèle simplifié qui permettra de définir les facteurs déterminants.

3.1 Exploitation des mesures au débit nominal.

Une étude préliminaire systématique est nécessaire dans des conditions les plus proches possible du débit d'adaptation de la roue et du diffuseur afin de caractériser les distributions de vitesse et de pression susceptibles de servir de référence aux analyses de recirculation envisagées.

Les mesures effectuées pour déterminer les grandeurs moyennées dans le temps en sortie de roue sont des relevés de pressions pariétales à l'aide de prises de pression statique en divers emplacements des flasques du diffuseur et des mesures de vitesse à l'aide d'une sonde directionnelle à quatre trous.

On admet généralement que les pressions relevées en paroi à l'aide d'un manomètre à forte inertie représentent assez bien la pression statique moyenne dans l'écoulement pourvu que l'écoulement reste parallèle à la paroi et que l'orifice de la prise ait une dimension suffisamment faible (réf [35]).

La sonde IMFL utilisée est décrite dans l'annexe I. Elle permet de déterminer les composantes radiales et tangentielles moyennées dans le temps de la vitesse en chaque point de la largeur du canal.

La vitesse moyenne de l'air étant de l'ordre de 65m/s, le nombre de Reynolds relatif au diamètre de la sonde est de l'ordre de 10^4 , ce qui permet d'admettre dans une certaine mesure la procédure d'étalonnage utilisée.

Il faut cependant remarquer que la géométrie de l'écoulement moyen est assez différente dans les deux cas, puisque dans le diffuseur, on a affaire à un mouvement circulaire divergent. Sur la machine, par conséquent, les deux pressions latérales ne sont pas en toute rigueur égales lorsque la sonde est orientée dans la direction de l'écoulement. On admet cependant que le rapport du diamètre de la sonde à la distance radiale de la position de celle ci par rapport à l'axe est assez petit pour que cet effet soit négligeable.

Un point délicat reste l'influence que peut avoir la perturbation produite par la sonde sur l'écoulement. On montre en effet dans la référence [16] que si la taille de la sonde dépasse 3 à 4 mm de diamètre, il devient difficile de négliger cette influence notamment sur la détermination de la pression d'arrêt et de l'angle absolu et plus particulièrement dans les zones pariétales.

De fait, le caractère très fortement instationnaire de l'écoulement rend problématique l'identification des pressions mesurées avec les pressions correspondant à un écoulement moyen stationnaire. Toutefois, cette procédure habituelle [14,15], dont la validation nécessiterait une étude particulière approfondie reçoit, une justification partielle et au moins grossière par la vérification à la fois des performances globales que nous verrons dans ce chapitre et des mesures instationnaires à l'aide d'un fil chaud qui fait l'objet du chapitre suivant.

3.1.1. Distribution de pression

a) Distribution azimutale de pression statique pariétale :

Nous avons effectué un relevé de pression pariétale du côté ceinture et du côté plafond dans les quatre positions azimutales notées 1, 2, 3 et 4 sur la figure 3.1. La pression de référence est égale à la pression atmosphérique.

La figure 3.2. représente l'évolution de la pression en paroi respectivement côté ceinture et côté plafond à débit nominal. On constate une diminution de pression dans la direction de l'écoulement qui atteint 10 %.

Ce résultat est la preuve de la non axisymétrie de l'écoulement dans le diffuseur qui provient sans doute en partie de la géométrie simplifiée de la volute. La section de celle-ci étant uniforme, la vitesse débitante s'accroît dans le sens de l'écoulement du bec de volute à la sortie ce qui permet d'expliquer la variation constatée de pression.

Toutefois, diverses études expérimentales [16,17] ont aussi montré une telle évolution des caractéristiques avec l'azimut même dans le cas d'un environnement de roue apparemment bien dessiné. On comprend qu'un sondage en une position azimutale particulière puisse conduire à des mauvais recoupements avec les performances globales de la machine.

Par ailleurs, la figure 3.2. permet de voir que la pression du côté ceinture au rayon A_1 est supérieure à celle du côté plafond, ce qui laisse supposer que la vitesse du côté ceinture doit être inférieure à celle que l'on rencontre au plafond.

b) Distribution transversale de pression :

La sonde à quatre trous utilisée pour les mesures de vitesse permet également d'accéder aux valeurs des pressions statique et totale en milieu du canal.

Sauf mention contraire, tous les résultats présentés ici ont été effectués à l'azimut 1 aux rayons A_1 , B_1 , C_1 et D_1 (voir figure 2.1. et 3.1) et pour les deux vitesses de rotation 2 000 et 2 500 tr/min au même coefficient de débit $\zeta = qv/\omega R_2^3 = .111$

Pour chaque emplacement de la sonde, la section du diffuseur est explorée suivant la direction axiale et la direction de la vitesse est déterminée par méthode de zéro (cf annexe I).

La figure 3.3 représente l'évolution de la pression statique et de la pression totale sur la largeur du diffuseur, au débit nominal et à différents rayons.

On vérifie bien l'augmentation de la pression statique avec le rayon, tandis que la pression totale décroît globalement du fait des pertes.

Les distributions présentent une décroissance quasi-linéaire de la ceinture en direction du plafond dans toute la zone centrale dans l'intervalle $0,25 < z/b < 0,75$.

Les importantes variations au voisinage des flasques peuvent résulter des caractéristiques de l'écoulement dans ces régions.

Il y a lieu toutefois de souligner la difficulté de négliger l'interaction très forte entre l'écoulement autour de la sonde et les couches limites de paroi et, par conséquent, comme nous l'avons déjà souligné, l'absence de fiabilité des mesures dans cette zone.

3.1.2. Distributions de vitesses

La figure 3.4 représente nos résultats de mesures à différents rayons à l'azimut A_1 pour la vitesse de rotation 2 500 tr/min.

L'allure générale des courbes de variation de C_d est décroissante de la ceinture vers le plafond. Cette évolution correspond sans doute pour une part de l'effet de la courbure des flasques (effet irrrotationnel). En ce qui concerne la survitesse localisée près du plafond, il pourrait s'agir de l'effet du profil de vitesse en entrée de roue. Une analyse théorique de l'écoulement dans le plan méridien permettrait sans doute de clarifier ce point.

On constate une réduction des vitesses radiales et tangentielles dans les zones les plus proches des flasques, avec en particulier, des zones de vitesses radiales négatives (écoulement dirigé vers la roue), du côté plafond au delà du rayon B_1 .

En revanche, cette zone de recirculation ne se retrouve pas du côté ceinture où l'on observe au contraire des survitesses.

A chaque rayon, l'évolution de la composante tangentielle dans le sens de la largeur du diffuseur est quasiment linéaire sauf dans les zones les plus proches des flasques où elle bascule. En effet, pour le rayon A_1 , la composante tangentielle augmente près de deux flasques d'environ 6 % par rapport à la valeur mesurée au milieu du canal.

Ce résultat est la conséquence des hétérogénéités de l'écoulement créées par la roue à sa sortie, comme le montre la figure 3.5., qui représente respectivement, les angles de sortie α_2 et β_2 par rapport à la direction tangentielle, mesurés au rayon A_1 et ramenés à la périphérie de la roue par correction dans le rapport inverse des rayons (en considérant un écoulement axisymétrique et en négligeant les frottements).

Il faut noter que l'angle de sortie de la vitesse par rapport à la direction tangentielle est très faible (de l'ordre de 10 degrés) et qu'une erreur de 1 degré sur le positionnement de la sonde ou sur la détermination de la direction de la vitesse, conduit à une erreur de l'ordre de 10 % sur la détermination de la composante radiale (voir annexe I).

La figure 3.6 montre les répartitions du produit RCu (qui est directement proportionnel au moment cinétique autour de l'axe de rotation de la machine si Cu est indépendant de l'azimut) et du produit RCd (qui varie comme le débit traversant la section au rayon R), obtenues à partir des profils de vitesse mesurés. Ces répartitions mettent en évidence :

- la décroissance globale du produit RCu lorsque le rayon croît, ce qui traduit l'influence du frottement à l'intérieur du diffuseur, comme l'indique également l'évolution du couple indiqué Ci (table 1 § 3.1.3).
- un freinage très brutal de ce produit du côté plafond surtout entre les rayons A et B, alors qu'ailleurs le ralentissement est quasiment uniforme.
- les zones de recirculations observées côté plafond créent un basculement du débit côté ceinture. En effet, le produit RCd croît du côté ceinture et en milieu de canal alors qu'il décroît régulièrement des rayons A à C du côté plafond.

L'étendue en largeur de la zone de recirculation augmente très sensiblement entre les rayons B et C comme on s'en rend compte sur la figure 3.7. qui représente la variation du débit volume par unité de largeur. (Cette courbe n'est d'ailleurs qu'une représentation à une échelle différente de celle qui traduit la variation de RCd).

On vérifie que le débit global dans chaque section de mesure est sensiblement constant. On peut donc faire un bilan des débits partiels dans chaque portion du canal et ainsi tracer le réseau des lignes de courant de l'écoulement axisymétrique équivalent localement dans notre plan de mesures (figure 3.8).

Pour réaliser ce tracé, on a supposé que la composante axiale de la vitesse est nulle au rayon A_1 .

L'allure des lignes de courant obtenues montre bien l'étendue de la zone de recirculation qui occupe une grande partie de la largeur du côté plafond au delà du rayon B et le transport correspondant de débit du côté plafond vers le côté ceinture.

Ce schéma peut toutefois donner une vision excessive du phénomène, car il néglige l'effet d'une variation azimutale des composantes de la vitesse qui est susceptible de modifier sensiblement le bilan de débit dans chacun des volumes élémentaires.

Afin de vérifier en partie ce point, nous avons complété les mesures dans la section A_1 par des sondages à l'azimut voisin A_2 (cf figure 3.1.).

Les figures 3.9 et 3.10 représentent les distributions de vitesse ainsi obtenues aux différents rayons A, B, C et D. On peut constater :

- sur une grande partie du canal ($0,25 \leq z/b < 0,75$), l'écart entre deux points de mesure homologues dans les deux positions azimutales peut atteindre 12 %.

- au voisinage des flasques l'écart augmente sensiblement de 12 % à 35 % à la fois pour les composantes tangentielles et radiales. Ceci confirme l'intérêt de sondages en plusieurs positions azimutales différentes de façon à mieux accéder à une bonne connaissance des écoulements moyens dans le diffuseur.

Toutefois les évolutions de la composante radiale du côté plafond sont très proches, ce qui nous laisse penser que le décollement observé de ce côté se produit de manière analogue le long de la circonférence du diffuseur.

Afin de vérifier l'influence éventuelle d'une variation de la vitesse de rotation, les figures 3.11 et 3.12 représentent respectivement les profils de composantes radiales et tangentielles, mesurées à 2 000 et 2 500 tr/min, sous forme adimensionnelle. En dehors de l'écart que représente la composante radiale du côté ceinture et que nous pensons résulter de l'imprécision de mesure dans cette zone (voir annexe I) ;

Les distributions de vitesses mesurées se superposent parfaitement ailleurs, ce qui traduit une bonne similitude au sens de la conservation du coefficient de débit, du moins dans le cas de fonctionnement à grand nombre de Reynolds.

3.1.3. Comparaison avec les performances globales de la machine.

Comme nous l'avons indiqué auparavant, ces mesures moyennes en sortie de roue peuvent être partiellement validées à l'aide d'une comparaison avec le débit volume global de l'installation. On peut intégrer les débits élémentaires correspondant à chaque position axiale de mesure sur la largeur du diffuseur pour calculer le débit de l'écoulement axisymétrique équivalent à l'aide de la formule du trapèze :

$$Q_v = 2\pi R \sum_{i=1}^N C_{di} \left(\frac{z_{i+1} - z_{i-1}}{2} \right)$$

où

C_{di} est la vitesse relevée à la distance z_i de la ceinture du diffuseur

$$z_0 = 0, \quad z_{N+1} = b$$

R est la distance de la sonde à l'axe de la roue

N le nombre de points de mesure sur la largeur du canal

A cette intégration, on peut ajouter celle correspondant au débit de moment cinétique. Cette quantité est directement proportionnel au couple indiqué moyen si l'on admet l'hypothèse d'axisymétrie et si en plus on suppose d'une part que l'écoulement d'entrée ne présente pas de prérotation et d'autre part que le produit des composantes radiale et tangentielle moyennes peut être identifié à la moyenne de leur produit :

$$C_i = 2 \pi R^2 \rho \sum_{i=1}^N C_{di} C_{ui} \left(\frac{z_{i+1} - z_{i-1}}{2} \right)$$

avec

ρ : masse volumique

d'où la puissance indiquée P_i .

$$P_i = \omega C_i$$

Le tableau ci dessous permet de vérifier la validité de nos mesures pour les deux vitesses de rotation. Il montre un assez bon recouplement entre les valeurs calculées à partir de la distribution de vitesse mesurée (valeurs dites calculées), et celles mesurées directement à l'aide du débit-mètre et du moteur balance.

| N = 2500 tr/min RAYONS | Q _{vm} mesuré m ³ /s | Q _{vc} calculé m ³ /s | écart (en %) | Pi (W) mesurée | Pi (W) calculée | écart (en %) | Ci m. N calculé |
|---------------------------|--|---|-----------------|-------------------|--------------------|-----------------|-----------------------|
| A ₁ | .468 | .478 | 2 | 1368 | 1464 | 6,5 | 5.59 |
| B ₁ | .472 | .499 | 5,7 | X | 1456 | X | 5.56 |
| C ₁ | .471 | .496 | 5,5 | X | 1428 | X | 5.45 |
| D ₁ | .474 | .504 | 6,2 | X | 1418 | X | 5.41 |

| N = 2000 tr/min RAYONS | Q _{vm} mesuré m ³ /s | Q _{vc} calculé m ³ /s | écart (en %) | Pi (W) mesurée | Pi (W) calculée | écart (en %) | Ci m.N calculé |
|---------------------------|--|---|-----------------|-------------------|--------------------|-----------------|----------------------|
| A ₁ | .356 | .371 | 4.2 | 765 | 775 | 2 | 3,7 |
| B ₁ | .364 | .382 | 5 | X | 738 | X | 3,52 |
| C ₁ | .366 | .383 | 4.6 | X | 718 | X | 3,43 |
| D ₁ | .371 | .389 | 4.9 | X | 709 | X | 3,38 |



L'explication des écarts de débit peut être trouvée dans la remarque faite précédemment au sujet de la distribution azimutale de pression. Il semblerait en effet que les mesures faites à l'azimut 1 correspondent à une vitesse inférieure à la vitesse moyenne globale, le débit entre 1 et la sortie étant supérieur à celui qui passe entre le bec de volute et l'azimut 1.

3.2 Exploitation des mesures à débits partiels

Comme nous l'avons souligné dans le chapitre 1, plusieurs auteurs ont mis en évidence une évolution des paramètres moyennés dans le temps en fonction du débit susceptible de permettre une caractérisation de la recirculation et de son apparition. Il importe donc de faire une étude systématique des pressions et vitesses et de leur variation lorsque le débit est réduit.

3.2.1 Distributions de pression

a) Distribution azimutale de pression statique pariétale.

Un relevé systématique de l'évolution des pressions pariétales côtés ceinture et plafond aux quatre positions azimutales 1, 2, 3, 4 a été effectué sur toute l'étendue du domaine de variation du débit. On en trouve le résultat sur les figures 3.13 et 3.14 en fonction du débit roue relatif défini précédemment.

L'analyse unidimensionnelle de l'évolution de la pression en sortie de roue en fonction du débit, met en évidence une dépendance quadratique de $p_r - p_a$ en raison de la variation des vitesses d'écoulements et des pertes à l'aspiration et dans la roue. Les tracés de pression en fonction du carré de débit (figures 3.15 et 3.16) montrent que l'on a bien une telle dépendance sur toute la ceinture pour un débit relatif supérieur à 0,7 mais qu'au plafond ce constat n'est approximativement vérifié que pour les sondes 1 et 2 alors que l'on a déjà une modification de l'évolution pour un débit relatif de 0,95 pour les sondes 3 et 4 plus proches du bec de volute.

En ce qui concerne le gradient de pression selon l'azimut, on constate, d'après la figure 3.17, qu'il n'est pas sensiblement modifié par la variation du débit.

De façon générale, nos mesures ne mettent en évidence aucune évolution significative avec le débit de la différence entre les pressions côté plafond et côté ceinture. En tout état de cause, cette différence est faible et reste de l'ordre de la précision de la mesure.

b) Distribution transversale des pressions statiques et totales.

Les figures 3.18 et 3.19 représentent les distributions transversales de pression statique et totale obtenues à l'aide de la sonde directionnelle placée au point A_1 pour différents débits.

Pour des raisons d'instabilité de mesure avec la sonde directionnelle, particulièrement dans les zones pariétales, nous n'avons pas pu faire de sondages pour des débits roue relatifs inférieurs à .664 afin de pouvoir mieux comparer avec les mesures de pression statique prises en paroi en position noté 1. En tout cas, pour les débits supérieurs, on trouve nettement plus en paroi qu'à l'aide de la sonde comme le montre le tableau ci dessous. Cet écart peut résulter de :

- la petite différence de position en azimuth et en rayon des deux stations de mesure (voir figure 3.1) ainsi que du degré de fiabilité de la mesure près de la paroi avec la sonde I.M.F.L, remarque déjà évoquée en (&3.1.).

| Q/Q _N | Pression statique en (mm CE) ceinture | | Ecart en(%) | Pression statique en (mm CE) plafond | | Ecart en (%) |
|------------------|---------------------------------------|-------|-------------|--------------------------------------|-------|--------------|
| | sonde | paroi | | sonde | paroi | |
| 1.01 | 186 | 188.9 | 1.6 | 181 | 184.4 | 1.8 |
| .895 | 195,2 | 203,7 | 4.3 | 189 | 195,6 | 3.4 |
| .856 | 202,2 | 207,2 | 2.4 | 190 | 200 | 5.7 |
| .747 | 202,5 | 213,9 | 3.5 | 195 | 210 | 7.5 |
| .730 | 207 | 218 | 4.8 | 195 | 211 | 8.2 |
| .664 | 207 | 220 | 6 | 200 | 215 | 7 |

On note par ailleurs et pour chacune des pressions mesurées un renforcement en milieu de canal sensiblement plus important qu'au voisinage des parois au fur et à mesure que le débit est réduit.

Cette distribution non linéaire sur la largeur du canal, montre les limitations des modèles théoriques [36] [37] qui considèrent que celle ci est constante sur toute la largeur du canal. Enfin, nos profils de pressions sont comparables à ceux obtenus par A.NOORBAKHSI [17].

3.2.2 Distributions de vitesses

Des profils de vitesses pour huit débits différents ont été relevés à l'aide de la sonde directionnelle placée en A_1 . Tous les essais ont été réalisés à 2 500 tr/min.

La figure 3.20 rassemble les mesures de la composante radiale $\overline{C_d}$ qui est ici comparée à la vitesse moyenne débitante de l'écoulement axisymétrique équivalent soit $C_{dm} = \langle \overline{C_d} \rangle = \frac{Q_v}{2\pi R b}$ où Q_v est le débit mesuré au diaphragme.

On constate que l'allure générale des profils se déforme pour prendre un aspect de courbe en cloche analogue aux distributions de pression données précédemment. Côté plafond, une zone de recirculation apparaît dès le débit relatif 0,75. Cette poche de recirculation voit ensuite son épaisseur se réduire au fur et à mesure que le débit diminue. Côté ceinture, on note un abaissement progressif de C_d lorsque le débit passe du nominal à 0,8 puis une brusque élévation au débit 0,747.

Il faut atteindre le débit 0,7 pour que les vitesses près de la paroi décroissent rapidement jusqu'à apparition de vitesses négatives pour $Q/Q_N = 0,675$. Ces valeurs sont à rapprocher de celles des visualisations et de mesures en entrée de roue.

Les résultats de mesures de la composante tangentielle $\overline{C_u}$ sont portés sur la figure 3.21. Ils sont comparés à la composante moyenne déduite de l'estimation du couple indiqué par la relation :

$$C_{um} = \langle \overline{C_u} \rangle = \frac{C_i}{2 \rho R^2 b C_{dm}}$$

On constate que les survitesses au voisinage des flasques disparaissent très vite pour faire place à un déficit marqué du côté du plafond.

Les mêmes profils de vitesses à débits partiels ont été enregistrés au même azimut aux emplacements B_1 , C_1 , et D_1 et sont donnés sur les figures 3.22 et 3.23. Ils font apparaître que la poche de recirculation mise en évidence côté plafond au delà du rayon B au débit nominal s'étend à tout ce côté du diffuseur lorsque le débit est réduit. Elle est susceptible de perturber l'écoulement de sortie de la roue, dès que le débit descend à des valeurs relatives d'environ 0,8, en tout cas supérieures à 0,75.

Pour ce qui concerne le côté ceinture et comme le montre le bilan porté par la figure 3.24, on voit qu'une poche se forme en milieu de diffuseur et s'étend de B_1 à D_1 pour le débit relatif 0,75 et qu'il faut atteindre le débit 0,675 pour qu'elle s'étende jusqu'à l'entrée du diffuseur.

Cette configuration générale de l'écoulement dans le diffuseur est comparable à celle que fournit REBERNICK [38] dont les principaux résultats sont rapportés sur la figure 3.25.

Nous n'avons pas, faute de temps, poursuivi nos mesures à d'autres azimuts que celui de A_1 . On peut toutefois penser, compte tenu des résultats acquis à débit nominal, que la structure générale de l'écoulement est fortement dépendante de l'azimut. Pour la machine étudiée, il est vraisemblable qu'il en est ainsi, notamment pour les poches de recirculation que nous avons mises en évidence et pour les débits critiques à partir desquels une perturbation de l'écoulement en sortie de roue peut se produire.

Une autre remarque que suggère nos expériences est que le diffuseur exerce une influence majeure sur les phénomènes rencontrés en sortie de roue. Au stade de développement de notre réflexion on ne peut cependant pas dire si la recirculation qui est mise en évidence a pour origine une distorsion de l'écoulement de sortie de la roue ou une évolution interne au diffuseur.

Enfin, le tableau ci-dessous permet de valider nos mesures à débits partiels, par comparaison entre les caractéristiques globales mesurées directement et leurs valeurs calculées à partir des sondages précédents.

| Q/Q_n | Q_m mesuré m^3/s | Q_c calculé m^3/s | Ecart (en %) | $P_i(w)$ calculée | $P_i(w)$ mesurée | Ecart (en %) | C_i $m - N$ |
|---------|----------------------------|-----------------------------|-----------------|----------------------|---------------------|-----------------|------------------|
| .895 | .406 | .418 | 2,9 | 1390 | 1307 | 5,9 | 5.31 |
| .856 | .387 | .411 | 6 | 1388 | 1283 | 7,5 | 5.3 |
| .747 | .332 | .35 | 5.6 | 1221.7 | 1181 | 3,2 | 4.66 |
| .730 | .324 | .342 | 5.6 | 1203.7 | 1168 | 2,9 | 4.59 |
| .707 | .311 | .331 | 6 | 1167 | 1149 | 1,5 | 4.45 |
| .675 | .296 | .302 | 2 | 1092 | 1121 | 2,5 | 4.17 |
| .664 | .293 | .307 | 4.8 | 1096 | 1113 | 1,5 | 4.2 |



3.3 Modèle théorique bidimensionnel de SENOO.

Un modèle de calcul prenant en compte la totalité des irrégularités d'alimentation du diffuseur et le caractère instationnaire de l'écoulement serait très complexe.

On peut espérer toutefois qu'un modèle simplifié permet d'analyser dans une certaine mesure les résultats que nous venons de rapporter. La théorie proposée par SENOO [36,37] répond à cet objectif.

3.3.1 Présentation du modèle

Le modèle est fondé sur les hypothèses suivantes :

- L'écoulement est stationnaire et axisymétrique, c'est à dire que les variations inter-aubes de vitesse et de pression sont négligées.

- Le diffuseur est à flasques parallèles et ne comporte pas d'aubage.
- La section du diffuseur est partagée dans la direction axiale en trois zones : une zone centrale de fluide "sain" où les composantes radiales et tangentielles de la vitesse évoluent selon une loi de distribution linéaire. Deux zones pariétales de couche limite où les profils de vitesse correspondent à ceux de la couche turbulente.

Le développement des couches limites à partir de l'entrée du diffuseur et leur jonction au centre du canal, obligent à considérer deux domaines selon qu'existe (domaine A) ou non (domaine B) la zone centrale (cf figure).

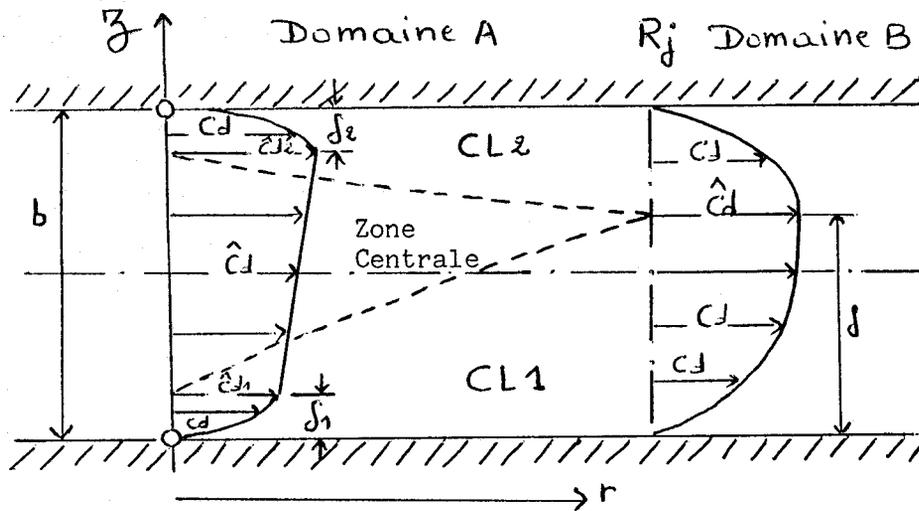


Figure : Zones et domaines pris en compte dans le modèle

de SENOO et profils correspondants des composantes radiales de vitesse.

- Le domaine A est délimité par l'entrée du diffuseur et le rayon de jonction R_j des deux couches limites.
- Le domaine B en aval du point de jonction est composé des deux seules couches limites.

Dans l'ensemble du diffuseur, la composante axiale C_z de vitesse perpendiculaire au plan du diffuseur est considérée comme nulle aux parois.

Les équations de l'évolution sont :

- L'équation de la dynamique dans les directions r et θ .

$$(1) \quad c d \frac{\partial c d}{\partial r} - \frac{c u^2}{r} + c z \frac{\partial c d}{\partial z} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_r}{\partial z}$$

$$(2) \quad c d \frac{\partial c u}{\partial r} + \frac{c d c u}{r} + c z \frac{\partial c u}{\partial z} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial u}{\partial z}$$

on remarque que l'on néglige le gradient axial de pression

- L'équation de continuité :

$$(3) \quad \frac{\partial(\rho c d)}{\partial r} + \frac{\rho c d}{r} + \frac{\partial(\rho c z)}{\partial z} = 0$$

Les équations (1) et (2) sont respectivement intégrées par rapport à z dans chaque zone, par élimination de Cz de l'équation (3).

Dans les zones pariétales, on a :

$$(4) \quad \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left[\int_a^c r \rho c d^2 dz \right] - \frac{1}{r} \int_a^c \rho c u^2 dz - \frac{c d_i}{r} \frac{d}{dr} \left[\int_a^c r \rho c d dz \right] = -(c-a) \frac{dp}{dr} - \tau_{or}$$

$$(5) \quad \frac{1}{r^2} \frac{d}{dr} \left[\int_a^c r \rho c d c u dz \right] - \frac{c u_i}{r} \frac{d}{dr} \left[\int_a^c r \rho c d dz \right] = \tau_u$$

- L'indice i est relatif à la zone 1 ou 2 qui indique respectivement la couche limite 1 ou 2 avec $a = 0$ etc = δ_1 pour $i = 1$ alors que $a = b - \delta_2$, et $c = b$ pour $i = 2$.

- $c d_i$, $c u_i$, composantes de vitesse radiale et tangentielle à la frontière couche limite - noyau sain.

- dans la zone centrale, on a :

$$(6) \quad \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left[\int_{\delta_1}^{b-\delta_2} r \rho_{Cd}^2 dz \right] - \frac{1}{r} \int_{\delta_1}^{b-\delta_2} \rho_{Cu}^2 dz +$$

$$\frac{\rho_{Cd1}}{r} \frac{d}{dr} \left[\int_0^{\delta_1} r \rho_{Cu} dz \right] + \frac{\rho_{Cd2}}{r} \frac{d}{dr} \left[\int_{b-\delta_2}^b r \rho_{Cd} dz \right] = - (b - \delta_1 - \delta_2) \frac{dp}{dr}$$

$$(7) \quad \frac{1}{r^2} \frac{d}{dr} \left[\int_{\delta_1}^{b-\delta_2} r^2 \rho_{Cd} \rho_{Cu} dz \right] + \frac{\rho_{Cu1}}{r} \frac{d}{dr} \left[\int_0^{\delta_1} r \rho_{Cd} dz \right] + \frac{\rho_{Cu1}}{r} -$$

$$\frac{d}{dr} \left[\int_{b-\delta_2}^b r \rho_{Cd} dz \right] = 0$$

Le débit massique traversant le diffuseur est exprimé par :

$$(8) \quad \frac{d}{dr} \left[\int_0^{\delta_1} r \rho_{Cd} dz + \int_{\delta_1}^{b-\delta_2} r \rho_{Cd} dz + \int_{b-\delta_2}^b r \rho_{Cd} dz \right] = 0$$

Les distributions de vitesse dans les couches limites pour une valeur donnée de R sont données par les expressions suivantes :

$$\rho_{Cd} / \rho_{Cdi} = (z_i / \delta_i)^{\frac{1}{n}} \left\{ 1 - e_i (1 - z_i / \delta_i)^m \cotg \lambda_i \right\} \left\{ 1 \pm Gd (1 + z_i / \delta_i) \delta_{i/Cdi} \right\}$$

$$\rho_{Cu} / \rho_{Cui} = (z_i / \delta_i)^{\frac{1}{n}} \left\{ 1 + e_i (1 - z_i / \delta_i)^m \tg \lambda_i \right\} \left\{ 1 \pm Gu (1 - z_i / \delta_i) \delta_{i/Cui} \right\}$$

où les signes + et - s'appliquent respectivement aux couches limites 2 et 1.



Les quantités $G_d = (C_{d_2} - C_{d_1}) / (b - \delta_1 - \delta_2)$

$$G_u = (C_{u_2} - C_{u_1}) / (b - \delta_1 - \delta_2)$$

correspondent au gradient de vitesse dans la zone de fluide de sain.
(les mêmes distributions sont utilisées dans le domaine B après jonction des couches limites avec $G_d = G_u = 0$. Les quantités \int_1 et \int_2 sont les épaisseurs respectives des couches limites 1 et 2).

Le paramètre e_i est donné par la relation :

$$e_i = \operatorname{tg} \gamma_i \quad \text{où}$$

$$\gamma_i = \alpha - \alpha_p$$

avec α : inclinaison sur la périphérie de la roue du filet fluide à la frontière du fluide sain et α_p : inclinaison du filet fluide à proximité de la paroi.

Au delà du rayon de jonction des deux couches limites, α est égal à l'angle du filet fluide à la frontière commune des deux couches limites.

Les valeurs des coefficients n et m sont définies à partir des résultats expérimentaux. SENOO propose de calculer n par la relation $n = 2,667 \operatorname{Re}_\delta^{1/8}$ où Re_δ est le nombre de Reynolds relatif à l'épaisseur de la couche limite.

MAGER [40] préconise un coefficient $m = 3$. L'expérience montre en fait que la valeur $m = 2,5$ est plus probable sauf au voisinage de la paroi où elle serait égale à 3. SENOO choisit cette dernière valeur, mais on peut remarquer que les distributions de vitesses obtenues avec $m = 3$ et $m = 2$ restent voisines pour le diffuseur de notre pompe.

La contrainte de cisaillement de paroi tangente à la ligne de courant pariétale est donnée par $\tau = C_f \rho \frac{C^2}{2}$.

La projection de cette contrainte dans la direction du filet à la frontière de l'écoulement sain est $\tau_u = C_{f_u} \rho \frac{C^2}{2}$ avec $C_{f_u} = C_f / \cos \gamma$.

JOHNSTON [41] donne la valeur du coefficient de frottement sous la forme $Cf_u = K_f Re_f^{-1/4}$ en prenant $K_f = 0,045$, tandis que SENOO préconise la valeur $K_f = 0,051$.

Dans notre cas, nous avons adopté la valeur $K_f = 0,05$.

L'écoulement est ainsi entièrement défini au rayon R par les variables $\delta_1, \delta_2, Cd_1, Cd_2, Cu_1, Cu_2, \gamma_1, \gamma_2, \rho, p$ et T où p est la pression supposée constante sur la largeur du diffuseur, ρ la masse volumique et T la température du fluide sain assimilé à un gaz parfait.

Les quantités au rayon $R + dR$ sont obtenues par intégration selon la méthode de RUNGE KUTTA décrite en [39] des équations d'évolution.

3.3.2 Exploitation du modèle

a) Etude théorique :

L'exploitation du modèle théorique de SENOO, a fait l'objet d'un mémoire C.N.A.M [39]. Il ressort de cette étude, que les paramètres les plus importants à analyser sont :

i) - Influence de l'angle d'entrée α_2 :

La diminution de l'angle α_2 entraîne :

- * un développement plus rapide de la couche limite lorsque R augmente.
- * l'angle de distorsion γ croît très vite. Ainsi, pour les petits angles d'entrée, l'angle de distorsion de la ligne de courant pariétale devient égal ou supérieur à α de la ligne de courant appartenant au fluide sain. Ainsi, l'angle α_p de la ligne de courant pariétale devient nul ou négatif. L'écoulement est donc centripète produisant une zone de décollement.

ii) - Influence de la largeur b :

- pour une valeur donnée du rapport R/R_0 , l'épaisseur de la couche limite augmente si la largeur du diffuseur croît.
- L'angle α en fonction de R/R_0 croît plus vite si la largeur du diffuseur diminue. Il faut noter que dans le domaine B c'est la décroissance de la composante tangentielle qui provoque l'augmentation de α .
- La réduction de la largeur du diffuseur diminue donc le risque de décollement, mais aggrave les pertes par frottement.

iii) - Influence d'un gradient de vitesse :

- La présence d'un gradient de vitesse radiale ou tangentielle entraîne un accroissement de l'angle de distorsion sur l'un des flasques du diffuseur.
- Un gradient de vitesse tangentielle provoque une dissymétrie du profil de la vitesse débitante et une réduction notable du rendement de la transformation, alors qu'un gradient de vitesse radiale semble moins affecter l'écoulement.

iiii) - Influence du gradient de vitesse radiale

- La sensibilité déjà évoquée précédemment du modèle à l'influence du gradient de vitesse débitante à l'entrée du diffuseur sur les profils vitesse et sur l'extension des zones décollées a été vérifiée dans le cadre de nos mesures.

Le gradient de vitesse débitante est caractérisé au rayon A_1 par :

$$\Delta C_d / C_{\text{moy}} = (C_{d2} - C_{d1}) / C_{\text{moy}} \quad \text{où}$$

$$C_{\text{moy}} = \frac{C_{d1} + C_{d2}}{2}$$

Pour une vitesse radiale uniforme sur la largeur du diffuseur au rayon A_1 ($C_{d1} = C_{d2} = C_{\text{moy}} = 6,8 \text{ m/s}$) et une vitesse tangentielle également uniforme $C_u = 35 \text{ m/s}$, une zone de vitesse radiale négative apparaît sur chacun des deux flasques du diffuseur à partir du rayon 287 mm, figure 3.26.

On note que la zone de recirculation mise en évidence au rayon B_1 disparaît du côté de la plus grande vitesse dès qu'un gradient est imposé. Du côté de la plus basse vitesse au contraire cette zone s'étend vers l'entrée du diffuseur sans toutefois l'atteindre pour le débit choisi.

On voit que le gradient apparaît comme un facteur déterminant pour la stabilité de l'écoulement dans le diffuseur.

Par ailleurs, la figure 3.26 montre que le profil des vitesses au rayon D_1 n'évolue plus beaucoup quand $\Delta Cd/C_{\text{moy}}$ passe de 0,09 à 0,69.

Une non uniformité de vitesse à l'entrée de diffuseur a donc un effet très néfaste qui se traduit par une augmentation des risques de décollements.

b) Comparaison théorie expérience

i) Comparaison entre profils mesurés et profils calculés à débit nominal.

Les paramètres des lois de distributions de vitesses ont été déterminés au rayon A_1 d'entrée pour donner une distribution aussi proche que possible, au sens des moindres carrés, des distributions de C_u et C_d mesurées à ce rayon à la vitesse 2 500 tr/min. Les profils de vitesses aux rayons B_1 , C_1 et D_1 sont calculés à partir de ce profil initial (figure 3.27). En fait, le modèle ne permet pas de représenter les survitesses, observées à l'entrée du diffuseur aux voisinages des flasques, ni d'ajuster séparément les distributions de C_d et C_u .

Les vitesses calculées pour les autres rayons dépendent peu des valeurs γ_1 et γ_2 introduites au rayon A_1 et correspondent assez bien en moyenne avec les valeurs mesurées. On relève toutefois des écarts sensibles au voisinage des flasques. Côté plafond, l'absence de prise en compte de la survitesse en sortie de roue est sans doute responsable de l'imprécision du résultat au rayon B_1 , mais on note qu'au delà, pour les rayons C_1 et D_1 les profils de vitesses radiales théoriques et expérimentaux correspondent bien. En ce qui concerne la composante tangentielle, on note que l'épaississement de la couche limite prévu par la théorie est beaucoup plus important que celui qui est mesuré.

ii) Evolution à débits partiels.

La figure 3.28 reproduit le bilan théorique des zones décollés, calculées en prenant comme distribution initiale, celle mesurée au rayon A_1 à débits partiels figure 3.29.

Ce bilan théorique est comparable à celui obtenu par l'expérience sauf pour le débit roue relatif .747 où le modèle de SENOO semble présenter des limitations. En effet, la poche de recirculation obtenue expérimentalement du côté ceinture pour ce débit n'est pas trouvée par le modèle de SENOO. Nous avons remarqué un résultat analogue dans les travaux de REBERNICK [38]. Cet auteur donne un bilan expérimental où, pour un débit roue relatif égal à 0,91, il trouve une poche de recirculation importante que son modèle de calcul fondé sur des hypothèses semblables à celui de SENOO ne peut donner (figure 3.25).

3.4. - CONCLUSIONS

Les profils de vitesses mesurés et calculés, montrent l'existence de zones de vitesses débitantes négatives. Ils sont en bon accord avec le calcul de SENOO, à l'exception de celui obtenu au débit roue relatif .747.

On a également montré que des décollements se produisent dans le diffuseur à parois parallèles d'autant plus près de l'entrée que l'écoulement est distordu. On peut ainsi voir cette zone décollée interférer avec la sortie de la roue dans certains cas.

Cette tendance est encore accentuée à débit partiel du fait de la faible valeur de l'angle α de l'écoulement en sortie de roue.

Ces résultats mettent bien en évidence l'importance de l'environnement de la roue sur l'apparition des recirculations en sortie notamment du côté plafond.

L'apparition des recirculations du côté ceinture semble relever d'une cause différente que nos mesures et notre modèle simplifié ne permettent pas d'appréhender.

Il faut noter que le modèle de calcul, bien que globalement satisfaisant, demeure délicat à utiliser.

Cependant, il faut conserver à l'esprit le fait qu'un calcul complet reste actuellement beaucoup plus difficile. De plus, il semble que le caractère instationnaire de l'écoulement joue un rôle suffisamment important pour qu'un calcul stationnaire même plus complet soit de toute façon insuffisant.

Il en est de même pour l'expérimentation pour laquelle il y a nécessité de développer des procédés de mesures mieux adaptés (vélocimétrie laser, anémométrie à fils chauds, sondes directionnelles instantanées ...), de façon à mieux analyser le couplage entre roue et diffuseur.

CHAPITRE 4

ETUDE EXPERIMENTALE DES VITESSES INSTANTANÉES

EN SORTIE DE ROUE ET DANS LE DIFFUSEUR LISSE.

Introduction :

Comme l'ont montré les visualisations que nous avons rappelées au chapitre 2, la recirculation en sortie de roue est précédée par un battement des fils de visualisation avant que n'apparaisse la recirculation proprement dite. Ce phénomène met clairement en évidence le caractère instationnaire du déclenchement de la recirculation. Il nous est apparu intéressant de tenter de l'appréhender par des mesures appropriées susceptibles d'être corrélées avec l'écoulement dans la roue de la machine.

On a déjà remarqué au chapitre précédent l'importance de l'écoulement le long des flasques pour expliquer les profils de vitesse transversaux. On sait aussi que la distribution azimutale de vitesse dans chaque canal interaube est tributaire de la rotation de l'écoulement dans l'espace relatif, ainsi que du développement des couches limites sur les aubages.

Sur la face de l'aube en dépression, la force de Coriolis a tendance à faire décoller la couche limite (cf schéma qui suit).

L'expérience montre que l'écoulement est presque toujours décollé [42] et qu'il se compose en général de deux zones bien marquées :

- une zone de sillage due au décollement
- une zone de jet sur la face en surpression qui comprend la plus grande partie du débit volume.

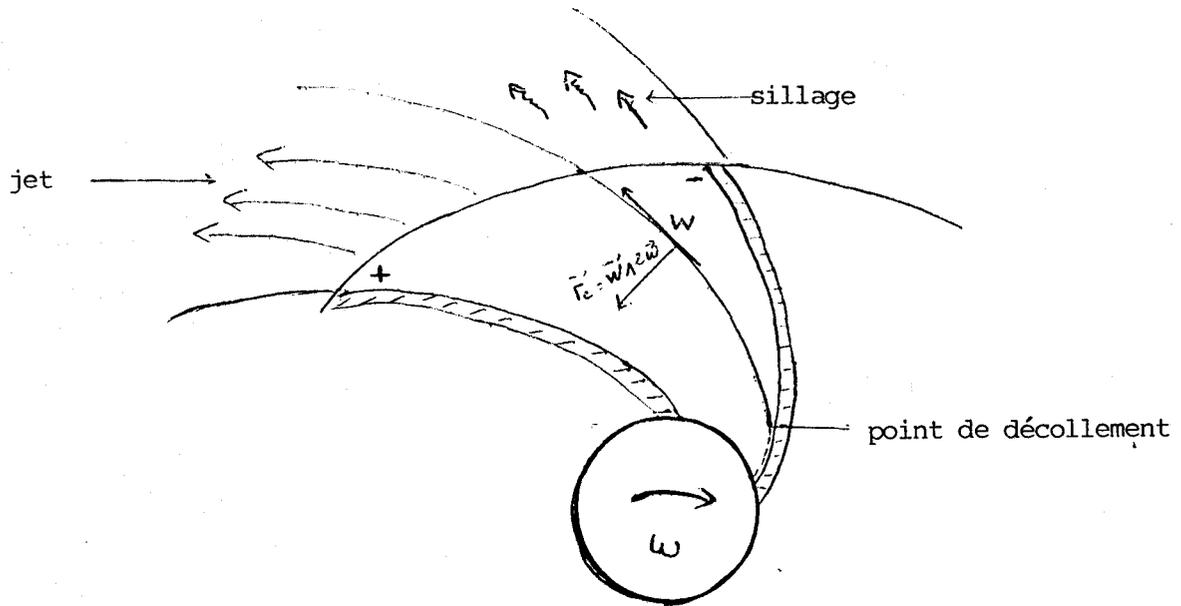


Schéma d'écoulement dans la roue

Sur les flasques de la roue, on constate un dérapage des couches limites qui sous l'action de la force centrifuge et des forces de pression sur les aubes, viennent s'accumuler dans les angles de la face en dépression où elles amorcent un écoulement tourbillonnaire secondaire.

En conséquence, l'écoulement en sortie de roue ne peut être homogène dans la direction azimutale même à débit nominal et il convient d'en analyser l'évolution lorsque le débit de la machine est réduit.

En vue d'accéder à une meilleure connaissance de l'écoulement en sortie de roue et d'essayer dans la mesure du possible d'interpréter les phénomènes conduisant à l'apparition de la recirculation, nous utilisons, dans ce chapitre, deux techniques d'analyse des vitesses instantanées mesurées par anémométrie à fil(s) chaud(s) : L'analyse synchrone et l'analyse en fréquence

4.1 Description du dispositif expérimental.

4.1.1 Montage pour analyse synchrone

La mesure des composantes de vitesse instantanées a été réalisée par anémométrie à fil chaud à l'aide de la sonde à deux fils décrite dans l'annexe 2.

Cette sonde présente l'avantage de créer une perturbation négligeable de l'écoulement. Elle possède également une bonne sensibilité directionnelle, et tout en ayant une bonne résolution spatiale (distance entre fils inférieure à 2 mm), elle ne présente pas de phénomène parasite d'interaction thermique entre les fils.

Nous considérons que l'écoulement en sortie de roue est proche d'un écoulement bidimensionnel dans le plan R, θ . Nous donnons en annexe 2 la méthode de résolution adoptée pour déterminer les composantes C_d et C_u de la vitesse à l'aide de l'étalonnage préalable.

La chaîne de mesure est représentée sur la figure 4.1. Chacune des sondes est alimentée par un anémomètre à température constante DISA 55 M10. La sortie des ponts d'anémomètres est reliée à une mémoire numérique rapide permettant l'enregistrement et le traitement ultérieur du signal.

Cette mémoire est constituée par un transiscope DIFA TR 1030 qui possède quatre voies parallèles. La mémoire de chacune des voies a une capacité de 4 096 mots de 10 bits. Chaque voie est divisible en un maximum de 16 blocs de 256 mots de capacité. Le TR 1030 peut échantillonner à une fréquence d'échantillonnage externe inférieure à 1 MHz mais très largement supérieure aux fréquences caractéristiques du spectre du signal mesuré et comprend les fonctions " déclenchement " (interne et externe) et " retard ". Il est muni d'un filtre anti-repliement placé en amont du convertisseur analogique numérique pour atténuer les signaux de fréquence supérieure au 1/5 de la fréquence d'échantillonnage. Le filtre est également réglable manuellement afin de diminuer ou d'augmenter la fréquence de coupure.

Le TR 1030 est équipé de l'interface IEC-BUS du type à bits parallèles, octets en série conformément à la norme IEC-625, compatible avec la norme IEEE-488-1975. Cette interface est utilisée pour le transfert des données entre le TR 1030 et le calculateur HP 86 B par l'intermédiaire du système HP-IB.

Un capteur magnétique, excité par une dent d'une roue montée sur l'arbre du rotor, fournit une impulsion à chaque tour de la roue. Nous utilisons ce signal lié au passage d'un point de la roue en face d'un point fixe donné pour déclencher l'enregistrement des tensions fournies par l'anémomètre.

4.1.2. Montage pour analyse en fréquence

Pour l'analyse en fréquence, nous avons utilisé en position A_1 (figure 3.1) une sonde à un fil chaud DISA 55 P₁₃ disposée dans la direction de z . Le signal est alors insensible à la direction du vecteur vitesse dans le plan R, θ et permet d'accéder au module de la vitesse au point de mesure si l'on néglige la composante transversale C_z .

Le fil de la sonde P13 est de longueur 2mm et de diamètre 0,5 μ m. La sonde est reliée à un pont d'anémométrie à température constante DISA 55 M10 suivi d'un linéarisateur type DISA 55 M15.

La tension délivrée par le linéarisateur est appliquée à un analyseur de signaux HP 5423A utilisant la transformée de Fourier rapide après visualisation sur un oscilloscope TEKTRONIX 5103 N.

4.2. Analyse synchrone des enregistrements de vitesse

On admet généralement que l'écoulement d'entrée dans la roue est axisymétrique si la conduite d'aspiration présente elle même cette symétrie, comme c'est le cas dans notre installation. On suppose aussi que cet écoulement est stationnaire, ce que nous avons aussi vérifié. Dans ces conditions, l'écoulement dans l'espace lié à la roue est stationnaire et le signal enregistré par une sonde placée dans le diffuseur doit présenter une périodicité égale à celle de la roue à condition que ne se produise pas de phénomène de décollement tournant. Si de plus tous les canaux interaubes sont identiques, on pourra même avoir une périodicité égale à celle qui correspond au passage des aubes. Il est donc important de tenter de mettre en évidence de telles périodicités et de déterminer des moyennes temporelles par tour de roue ou par période de passage d'aubes.

4.2.1. Echantillonnages

Nous utilisons une des quatre voies de la mémoire numérique rapide pour chacun des fils de sonde. Chaque voie est divisée en huit blocs de 512 mots chacun.

Après la commande de démarrage d'une mesure, le TR 1030 procède à l'enregistrement bloc par bloc, dès réception du signal de déclenchement fourni par la cellule magnétique à chaque tour de la roue. L'acquisition s'arrête lorsque les 8 blocs de chacune des voies utilisées sont remplis.

Les mémoires du TR sont ensuite vidées bloc par bloc et les données sont stockées sur disquettes pour être dépouillées ultérieurement.

Les opérations de transfert et les calculs sont réalisés à l'aide d'un calculateur HP 86B. La durée du transfert de 16 blocs est de l'ordre de 16mm, celle du dépouillement est de l'ordre de 45mm.

Les 512 échantillons contenus dans chaque bloc peuvent donc correspondre à un tour de roue grâce à un choix approprié de la fréquence d'échantillonnage.

La roue comporte 7 aubages. Si n_c est le nombre de canaux à balayer pour constituer un bloc et N_r la vitesse de rotation de la roue en tr/min, le temps de ce balayage est :

$$T_b = \frac{n_c}{7} \cdot \frac{60}{N_r} \text{ (s)}$$

La période d'échantillonnage est alors :

$$\tau = \frac{T_b}{N_e - 1}$$

N_e étant le nombre d'échantillons d'un bloc.

Pour $N_r = 2\,500$ tr/min, $n_c = 7$ (soit un tour de roue) et $N_e = 512$ échantillons, la période d'échantillonnage arrondie est :

$$\tau = 47 \mu\text{s}$$

soit une fréquence de 21,2 KHz

Connaissant la distance du point de mesure $R = 1,06 R_2$ et N_r vitesse de rotation de la roue en tours/minute, on peut calculer la distance dans l'espace relatif séparant deux points mesurés dans le calcul inter-aubes:

$$d = 2\pi R \frac{N_r \tau}{60}$$

soit $d = 3,35$ mm pour $N = 2\,500$ tr/min et $\tau = 47 \mu\text{s}$

4.2.2 Moyennes périodiques synchrones

Tous les échantillons relevés dans l'intervalle de temps $(t, t + \tau)$ à partir du déclenchement sont affectés du même rang k .

Tous les échantillons de même rang dans chacun des blocs sont identiques à la dispersion propre à l'intervalle $[t, t + \tau]$ si :

- * le déclenchement des enregistrements correspond à une position angulaire rigoureusement constante à $(2\pi/512)$ radian près) par rapport à la roue.
- * La vitesse de rotation de la roue est constante
- * L'écoulement est périodique à la période de rotation de la roue.
- * La vitesse d'acquisition du signal est rigoureusement la même pour tous les échantillons.
- * La sonde est parfaitement rigide

La moyenne périodique synchrone à la rotation de la roue du paramètre Cd pris comme exemple est définie par :

$$\overline{Cd}(k\tau) = \frac{1}{8} \sum_{n=1}^8 Cd(k\tau + nTb)$$

où n est le numéro du bloc ($1 \leq n \leq 8$) et k le rang de la mémoire utilisée.

La dispersion des mesures d'un tour à l'autre est donc définie par la différence :

$$\acute{C}d(k\tau + nTb) = Cd(k\tau + nTb) - \overline{Cd}(k\tau)$$

Elle peut provenir de la non vérification de l'une quelconque des hypothèses que nous venons d'énumérer.

En fait, il est apparu que notre système de déclenchement ne présente pas toute la reproductibilité nécessaire, l'impulsion fournie par le capteur magnétique ne possédant pas un front assez raide. De même, nous n'avons pas vérifié que la vitesse de rotation de la roue est bien constante au cours d'un tour.

La dispersion conduit à la variance :

$$\overline{C'd^2}(k\tau) = \frac{1}{8} \sum_{n=1}^8 C'd^2(k\tau + nTb)$$

qui permet de définir l'intensité de fluctuation

$$I'(k\tau) = \frac{\sqrt{\overline{C'd^2}(k\tau)}}{\overline{Cd}(k\tau)}$$

La moyenne périodique $\overline{Cd}(k\tau)$ présente elle même une périodicité liée au passage des aubages.

En posant $k = k' + \frac{511}{7} n'$ avec $0 \leq k' < 73$ et $0 \leq n' < 7$

La moyenne périodique synchrone à la période de passage des aubages s'écrit :

$$\overline{\overline{Cd}}(k'\tau) = \frac{1}{7} \sum_{n'=0}^6 \overline{Cd}\left(k'\tau + \frac{511}{7} n'\tau\right)$$

La variance et l'intensité de fluctuations correspondantes sont donc respectivement :

$$\overline{\overline{C'd^2}}(k'\tau) = \frac{1}{7} \sum_{n'=0}^6 \overline{C'd^2}\left(k'\tau + \frac{511}{7} n'\tau\right)$$

$$I''(k'\tau) = \frac{\sqrt{\overline{\overline{C'd^2}}(k'\tau)}}{\overline{\overline{Cd}}(k'\tau)}$$

pour une dispersion définie par :

$$\overline{\overline{C'd}}(k'\tau + \frac{511}{7} n'\tau) = \overline{\overline{Cd}}(k'\tau + \frac{511}{7} n'\tau) - \overline{\overline{Cd}}(k'\tau)$$

Comme le montre l'analyse statistique [43], la précision avec laquelle sont définies les moyennes périodiques précédentes dépend à la fois de l'intensité de fluctuation constatée et du nombre d'échantillons relevés.

Si $\hat{C}_d(k\tau)$ désigne la moyenne calculée sur un nombre de tours infini, on montre que l'erreur quadratique relative est égale à :

$$\left(\frac{\bar{C}_d(k\tau) - \hat{C}_d(k\tau)}{\bar{C}_d(k\tau)} \right)^2 = \frac{I'(k\tau)}{\sqrt{n}}$$

si la distribution des fluctuations est gaussienne.

Dans notre cas, avec $n = 8$, il faut donc que I' soit inférieure à 2,8 % pour que \bar{C}_d approche de \hat{C}_d à 10 % près.

La moyenne globale de la composante débitante de la vitesse déduite de ces mesures est définie par les expressions :

$$\bar{\bar{C}}_d = \frac{1}{73} \sum_{k'=0}^{72} \bar{C}_d(k'\tau)$$

Enfin, la moyenne globale de la composante périphérique s'exprime par :

$$\bar{\bar{C}}_u = \frac{1}{\bar{\bar{C}}_d} \cdot \frac{1}{73} \cdot \sum_{k'=0}^{72} \left[\bar{C}_d(k'\tau) \cdot \bar{C}_u(k'\tau) \right]$$

Ces deux dernières valeurs sont celles que doit théoriquement fournir une sonde stationnaire placée à la même position.

A ces moyennes temporelles s'ajoutent les moyennes spatiales obtenues par intégration de $\bar{\bar{C}}_d$ et $\bar{\bar{C}}_u$ sur la largeur du diffuseur et correspondant à un écoulement unidimensionnel en sortie de roue.

4.2.3 Profils de vitesse à débit nominal.

Les figures (4.2 a.b, 4.3 a.b, 4.4 a.b, 4.5 a.b), reproduisent les variations des composantes radiale et tangentielle de la vitesse absolue, obtenues respectivement côté ceinture ($z = 3\text{mm}$), milieu du canal ($z = 20\text{mm}$), près du plafond ($z = 30\text{mm}$) et du côté plafond ($z = 37\text{mm}$).

Les abscisses sont graduées en intervalles de temps τ et à un point p correspond l'instant $t = p\tau$.

Sur la partie gauche de chacune des figures, on donne les enregistrements instantanés de 8 tours successifs. On trouve à droite en haut la moyenne synchrone par tour et en bas la superposition sur un seul tour de tous les enregistrements qui permet de mettre en évidence la dispersion des résultats.

Enfin la figure 4.6 présente l'évolution des composantes débitante W_d et d tangentielle W_u de la vitesse relative, ainsi que l'angle β_2 relatif en sortie de roue, moyennés sur un espace interaubes.

Ces quantités ont été obtenues à partir d'une moyenne sur 56 passages d'aubes des vitesses absolues mesurées, ramenées à la périphérie de la roue en admettant la conservation du débit et du moment cinétique le long de chaque ligne de courant. Bien entendu, ce mode de représentation est arbitraire et ne peut décrire parfaitement le profil réel en sortie de roue du fait de la rapide diffusion des sillages entre la roue et l'emplacement de mesure.

On peut approximativement positionner les enregistrements par rapport aux aubages grâce au passage des sillages au droit de la sonde. On note alors un minimum de la vitesse W qui correspond pratiquement aux minima simultanés de W_d et W_u , c'est à dire au maximum de C_u . (En fait comme le montrent les figures 4.2a et 4.2b un léger décalage se produit entre les deux minima).

La figure 4.6 met en évidence une zone de faibles vitesses près de la face en dépression des aubages alors que sur la face en pression c'est d'une survitesse qu'il s'agit.

L'allure du profil de W_u est assez semblable à celle obtenue par calcul de l'écoulement aube à aube selon la méthode de KATSANIS [44]. Par contre, ce même calcul montre une tendance contraire pour l'évolution de W_d . Ce fait pourrait être attribué au développement de la couche limite sur la face en dépression de l'aube et à la formation possible d'une zone de sillage comme nous l'avons décrit dans l'introduction de ce chapitre.

Comme l'a déjà mis en évidence la référence [45], les étroits ressauts que présentent les courbes d'évolution instantanée de C_u dans leur partie décroissante du côté basse pression du canal interaubes sont assez significatifs à cet égard.

On peut voir en particulier sur la figure 4.3b qu'il s'agit de bouffées fortement aléatoires (puisque leur moyenne est très régulière) occupant uniquement la moitié du canal. La figure 4.2b montre que du côté ceinture la perturbation due à ces sortes de lâchers tourbillonnaires est plus importante et gagne l'ensemble du canal. Simultanément, la comparaison des figures 4.2a et 4.3a met en évidence, en même temps que l'augmentation déjà notée de la vitesse moyenne, un accroissement de l'amplitude des variations dans le canal interaubes et un transfert du maximum de vitesses vers la face en dépression.

On note que le glissement est sensiblement plus important du côté de la face en dépression ce qui est la preuve d'un médiocre transfert de moment cinétique dans cette zone.

La vitesse moyenne déduite de ces profils est $\bar{C}_d = 6,83$ m/s. Elle est à comparer à la valeur déduite des mesures avec la sonde stationnaire $\bar{C}_d = 6,61$ m/s et à la moyenne spatiotemporelle calculée à partir du débit $Q_v/2\pi R_b = 6,74$ m/s. L'écart de l'ordre de 3 % entre ces valeurs est acceptable compte tenu de la précision limitée des moyennes de mesure et des variations importantes de vitesse en sortie de roue.

Les profils moyens par tour (calculés sur 8 tours seulement) et a fortiori les profils instantanés, laissent apparaître de très importantes fluctuations.

On constate une très grande différence dans l'allure des profils selon la position axiale de la sonde:

- Du côté ceinture et au milieu du canal, les profils sont bien modulés à la fréquence de passage des aubes et la superposition des profils présente une dispersion moins importante de celle que l'on obtient du côté plafond. Ainsi, la moyenne sur 8 tours semble bien être significative dans cette région.

- Au delà du milieu de canal c'est à dire pour $0,75 \leq z/b < 1$, les profils de vitesse ne sont pratiquement plus marqués par la fréquence de passage des aubes et on note aussi une dispersion beaucoup plus importante des mesures (profils superposés).

On doit rapprocher ce résultat des mesures stationnaires en une position voisine où l'on avait mis en évidence une poche de décollement à partir de $R/R_2 = 1,1$. La mesure au fil chaud montre qu'en moyenne les vitesses débitantes sont encore positives pour $R/R_2 = 1.06$ mais que l'on a de grandes fluctuations sporadiques conduisant à des valeurs de vitesse négatives.

L'examen des profils instantanés en $z = 30\text{mm}$ et $z = 37\text{mm}$ montre que plus on se rapproche du plafond plus la taille de ces poches de recirculation augmente par rapport à la distance interaubes sans toutefois occuper la totalité d'un passage interaubes. L'échantillon dont nous disposons (8tours) n'est pas d'une taille suffisante pour qu'une analyse statistique significative puisse être effectuée (taille, position dans le canal et périodicité de ces poches) et renseigne sur l'éventualité de décollement tournant.

En fait, il s'agit plus certainement d'un décollement lié au gradient de pression du diffuseur dont la position est fortement fluctuante sous l'effet des perturbations de l'écoulement incident. Une vérification de cette hypothèse consisterait à concevoir un diffuseur à faible gradient de pression ou à décollement en une position imposée au moyen d'un diaphragme.

4.2.4 Profils de vitesse à débits partiels

Des sondages ont été réalisés pour les débits partiels relatifs 0,742 et 0,608. Les profils relevés sont présentés de manière analogue à ceux du débit nominal sur les figures (4.7 à 4.9) pour le débit 0,742.

Les profils moyennés sur un passage d'aube des composantes de la vitesse relative en sortie de roue et en milieu de canal (figure 4.10) mettent en évidence par rapport aux mesures effectuées au débit nominal : la diminution de la valeur moyenne de W_u qui accompagne l'augmentation du travail de la roue est sensiblement plus importante en milieu de passage d'aubes. Le maximum de W_d se rapproche de la face en dépression et s'accroît par rapport aux valeurs proches des aubes ; Par contre la variation de W_u se fait plus étalée de ce même côté du passage interaubes.

Les profils moyens de Cd sont entièrement positifs au milieu de canal et du côté ceinture. Il n'en est pas de même du côté plafond où la zone située près de la face en dépression des aubages présente pratiquement toujours une vitesse débitante négative (figure 4.9a). Ce phénomène doit être rapproché des résultats stationnaires et tout semble se passer comme si le diffuseur imposait un abaissement de l'ensemble du profil de vitesses. En milieu de canal, on retrouve un profil moyen de Cu (figure 4.8b) analogue à ce qui avait été trouvé à débit nominal (figure 4.3b). Les valeurs instantanées de Cu ainsi que la vitesse débitante présentent cependant une périodicité beaucoup moins régulière. Des fluctuations aléatoires apparaissent dans l'ensemble du passage et font apparaître des bouffées sporadiques dans le sens négatif.

Les perturbations des deux composantes sont beaucoup plus importantes du côté ceinture tant en amplitude qu'en durée par rapport à la période de passage des aubes, ce qui confirme les visualisations de fil montrant des battements importants. Pour le débit étudié, qui rappelons le est supérieur à toute apparition de recirculation en entrée de roue, on commence à voir des recirculations en sortie qui occupent des canaux interaubes entiers (voir notamment les 3ème et 5ème tours de roue de la figure 4.7a). Aucune périodicité nette n'apparaît sur ces enregistrements mais comme déjà noté pour le débit nominal l'échantillon présenté n'est pas suffisant pour une étude statistique.

La considération simultanée des enregistrements de Cd et Cu montre que ces fluctuations peuvent correspondre aussi bien à de grandes variations du module de la vitesse (5ème tour) ou de l'orientation de celle - ci (4ème tour).

Pour le débit roue relatif 0,608, les phénomènes observés restent qualitativement semblables hormis le fait que la recirculation devient permanente de chaque côté du diffuseur. De plus, aussi bien du côté ceinture que du côté plafond figures 4.11a et 4.13a, ces fluctuations semblent résulter de la superposition des perturbations rapides déjà rencontrées et d'évolutions globales à une fréquence intermédiaire entre la fréquence de passage des aubes et la fréquence de rotation de la roue.

Les recirculations peuvent alors affecter pratiquement la moitié des canaux interaubes.

4.2.5 Comparaison avec les performances globales de la machine.

Les mesures effectuées avec la sonde à fil chaud permettent de recalculer les performances globales de la machine comme nous l'avons fait au chapitre précédent à l'aide des résultats de la sonde stationnaire.

Avec les définitions données au paragraphe 4.2.2 la généralisation des résultats précédents conduit à écrire simplement :

$$Q_v = 2\bar{C}_d R \sum_{i=1}^N C_{di} \equiv \frac{(z_{i+1} - z_{i-1})}{2}$$

et

$$P_i = \rho U_c \sum_{i=1}^N C_{di} C_{ui} \equiv \frac{(z_{i+1} - z_{i-1})}{2}$$

où U_c est la vitesse circonférentielle au point de mesure.

Cette dernière relation prend en compte les profils de \bar{C}_u et \bar{C}_d le long d'un canal interaubes dans la mesure où les moyennes correspondantes sont établies sur un nombre de tours suffisant, pour être stationnaire par rapport à la roue. Elle néglige toutefois la contribution de la moyenne des produits $C_d C_u$ correspondant aux écarts d'un canal interaubes à l'autre ainsi qu'aux instationnarités de l'écoulement d'un tour à l'autre.

La table suivante montre les résultats obtenus par comparaison avec ceux qui ont été mesurés soit par la sonde stationnaire soit directement.

| Q/Q _N | Débit (m ³ /s) | | | couple | Puissance (W) | |
|------------------|---------------------------|------------|-----------|--------|---------------|-----------|
| | diaphragme | sonde IMFL | fil chaud | | sonde IMFL | fil chaud |
| 1 | 0,468 | 0,478 | 0,486 | 5,59 | 1 464 | 1 634 |
| 0,742 | 0,332 | 0,35 | 0,342 | 4,66 | 1 221 | 1 269 |
| 0,608 | 0,261 | X | 0,245 | 3,69 | X | 968 |

Les écarts notés peuvent être attribués :

- au nombre insuffisant de positions axiales de sonde étudiées
- à la non axisymétrie de l'écoulement autour de la roue (influence de l'azimut)
- à l'échantillonnage insuffisant
- aux limitations de la méthode déjà soulignées (résolution spatiale, etc...)

Néanmoins la proximité des résultats est suffisante pour valider la procédure retenue dont l'intérêt principal est, rappelons le, la description et la compréhension des écoulements réels à la sortie de la roue.

4.3. Analyse en fréquence des fluctuations de vitesse

Les superpositions des signaux représentées sur les figures 4.2 à 4.13 montrent éloquentement la très grande dispersion des résultats en raison du caractère fluctuant des écoulements notamment près des flasques ou à débit partiel. Cette dispersion oblige à accroître considérablement le nombre nécessaire d'échantillons pour que les moyennes synchrones soient stables. En fait, cette opération fait perdre toute l'information contenue précisément dans ces fluctuations non synchrones aux fréquences de rotation de la roue ou de passage des aubes. Or cette étude peut être riche d'enseignements dans la mesure où elle caractérise l'écoulement dans la roue et la façon dont celle-ci assure le transfert d'énergie mécanique au fluide. D'autre part comme nous l'avons vu à l'aide des enregistrements avec la sonde à fils chauds, l'apparition de la recirculation s'accompagne de pulsations de direction et de module de la vitesse. Il est donc important d'étudier les fluctuations par une analyse statistique appropriée. La première approche de celle-ci peut être l'analyse en fréquence qui met à profit les facilités techniques développées pour l'étude des phénomènes vibratoires (analyseurs à transformée de Fourier rapide, etc...). Ce sont les premiers résultats de l'application de cette technique que nous présentons maintenant.

Les résultats présentés sont obtenus en effectuant des spectres de puissance dans la bande de fréquences (0 - 800 Hz); en effet, les spectres obtenus montrent qu'il est inutile d'analyser au delà de deux fois la fréquence de passage des aubes, c'est à dire 584 Hz, pour une vitesse de 2 500 tr/min.

Le déclenchement de l'analyseur se fait par le signal délivré par la cellule magnétique à chaque tour de roue. Une fois que le nombre de moyennes (100) affiché est réalisé, nous relevons la valeur efficace du signal à la fréquence de passage des aubes et son premier harmonique, ainsi que la valeur efficace globale.

Côté ceinture, la valeur efficace globale des fluctuations passe par un minimum pour le débit nominal, pour croître uniformément jusqu'à une valeur pratiquement constante à partir d'un débit relatif de l'ordre de 0,7.

Côté plafond, la croissance est semblable pour les débits partiels élevés pour atteindre un maximum assez accentué pour $Q/Q_N = 0,75$ suivi d'un minimum à $Q/Q_N = 0,5$.

Ces variations sont à rapprocher sans doute des décollements mis en évidence par les mesures de vitesses. Néanmoins de tels résultats globaux sont extrêmement difficiles à exploiter.

Beaucoup plus significatifs peuvent être les résultats donnant la valeur efficace à la fréquence de passage des aubes de la figure 4.15 qui met en évidence un comportement radicalement différent entre le milieu du canal et les zones proches des parois.

Dans la partie centrale la valeur efficace passe par un maximum correspondant pratiquement au débit d'adaptation de la roue. Ce maximum marque un caractère périodique fort des profils d'écoulement dans les canaux interaubes et les sillages. C'est ce que l'on doit normalement trouver pour un écoulement permanent dans le repère de la roue présentant une nette discontinuité de vitesse de part et d'autre des aubages.

Pour des débits inférieurs la périodicité et l'amplitude à cette fréquence deviennent moins marquées ce qui traduit une diffusion plus importante des sillages et une instabilité plus grande des écoulements dans les passages interaubes.

Le même phénomène se produit pour des débits nettement supérieurs à proximité des flasques en raison principalement du développement des couches limites sur celles ci.

La figure 4.16. renforce ces résultats en montrant l'atténuation relative de cette raie dans le spectre lorsque le débit décroît.

Même comportement différent pour les zones de paroi et le milieu du canal en ce qui concerne le premier harmonique de la fréquence de passage des aubages comme l'indique la figure 4.17.

De même des essais de corrélation entre vitesses, sonde P_{13} en azimut A_1 et une sonde P_{11} en azimut A_2 ont été effectués en fonction du débit à différentes positions axiales. Ces essais ont montré qu'à partir d'un débit roue relatif de l'ordre de 0,9, les corrélogrammes ne sont plus exploitables dans les zones près des parois.

La principale conclusion de ces expériences est que l'analyse synchrone développée au paragraphe précédent doit être utilisée avec précaution pour la description des champs de vitesse au voisinage des parois ou à des régimes de fonctionnement hors adaptation. Dans de telles conditions, d'autres fréquences, généralement inférieures à la fréquence de passage des aubes apparaissent dans le spectre.

Ces résultats démontrent la nécessité d'utiliser des techniques de traitement du signal, plus élaborées afin de dégager les phénomènes physiques essentiels (cf réf [46]). Cette étude sort du cadre de ce travail.

CHAPITRE 5

ANALYSE EN FREQUENCE DES FLUCTUATIONS

DE PRESSION EN PAROI DE DIFFUSEUR

C'est dans le but de poursuivre notre étude des méthodes susceptibles d'apporter des informations sur l'apparition des recirculations en sortie de roue que nous avons entrepris cette analyse des fluctuations de pression en paroi du diffuseur lisse.

Les mesures ont été effectuées à l'aide de capteurs piezo-résistifs ENDEVCO modèle 8510-12 de diamètre 3,56 mm dont la fréquence propre est supérieur à 10^5 Hz. Ceux-ci ont été montés, en membrane affleurante, en paroi sur le côté ceinture du diffuseur, en quatre positions azimutales différentes A_1 , A_2 , A_3 , et A_4 et pour l'azimut A_1 aux différents rayons B_1 , C_1 et D_1 (voir figure 2.1.).

Le signal délivré par le capteur a été analysé en fréquence dans la bande 0-800 Hz sur des enregistrements d'une durée de 360 ms. (soit près de 14 tours à 2 500 tr/min).

A débit nominal et dans des conditions non perturbées, le spectre obtenu contient essentiellement les raies à 292 Hz et à 584 Hz correspondant à la fréquence de passage des aubes et à son premier harmonique (voir figure 5.1).

On s'assure aisément de ce point en changeant la vitesse de rotation de la roue. Les figures 5.2 et 5.3 correspondent à des mesures aux deux vitesses 2 000 et 2 500 tr/min. Les résultats à 2 000 tr/min ont été multipliés par le carré du rapport des vitesses de rotation. On constate une excellente superposition des courbes qui prouve que pratiquement l'ensemble du spectre est composé de raies dépendant directement de la vitesse de rotation. On a toutefois noté dans le domaine basse fréquence la persistance d'une raie à 2,7 Hz indépendante de la vitesse de rotation que nous attribuons à une vibration de la vanne de réglage du débit. Les fréquences caractéristiques d'ondes stationnaires dans l'installation, un peu supérieures à celle-ci, ont une valeur efficace négligeable.

Les figures 5.4 et 5.5 représentent l'évolution de la valeur efficace des fluctuations de pression avec le débit pour des mesures respectivement à différents azimuts et à différents rayons pour l'azimut A_1 . On relève la très forte croissance de l'amplitude globale des fluctuations lorsque le débit est réduit. Sur la figure 5.4. quelques particularités d'évolution mériteraient une analyse détaillée. D'abord groupées sur deux niveaux distincts dépendant de l'azimut (niveau le plus haut au plus près du bec de volute) pour des débits supérieurs au nominal, les courbes présentent une sorte de vague dont le maximum se rencontre à des débits partiels dépendant de l'azimut. Les courbes se rejoignent toutes pour de très faibles débits. La zone de transition s'étale donc d'après ce résultat sur tout l'intervalle $0,5 < Q/Q_N < 1$. La valeur efficace globale ne présente pas une sensibilité particulière importante vis à vis de l'azimut du point de mesure.

- La figure 5.5. montre que la valeur efficace des fluctuations de pression décroît assez nettement dans le diffuseur à partir d'une certaine distance radiale. On pourrait donc distinguer une zone d'entrée fortement bruitée, notamment au voisinage d'un débit relatif partiel égal à 0,9 et à faible débit partiel, dans laquelle les sillages s'atténuent rapidement, suivie d'une zone de relative uniformisation du champ de pression.

- Le contenu du spectre change en fait fortement avec le débit. En particulier on peut voir sur la figure 5.2. que la valeur efficace à la fréquence de passage des aubes décroît très rapidement du débit 0,85 jusqu'à 0,6, essentiellement, comme le montre la figure 5.3., par enrichissement de l'harmonique deux de cette fréquence dont l'amplitude devient prépondérante dans l'intervalle (0,65 - 0,5) de débit relatif. On remarque la correspondance entre la brusque croissance de cet harmonique et la valeur du débit critique de recirculation à l'aspiration. Ce phénomène pourrait s'interpréter comme le développement d'une sorte de partage du canal interaubes par une zone intermédiaire analogue au sillage d'aubages.

Les figures suivantes montrent l'extrême complexité des phénomènes fluctuants dans l'enveloppe de la roue. A ce sujet il faut remarquer que la partie du spectre à laquelle on s'intéresse n'est pas éloignée des fréquences correspondant à des ondes stationnaires se développant dans les volumes entourant la roue. Il est donc possible que des renforcements locaux puissent compliquer les enregistrements.

Sur la figure 5.6 on note que, contrairement à la valeur efficace globale, la valeur efficace des fluctuations à la fréquence de passage des aubes dépend considérablement de l'azimut quel que soit le débit, à l'exception d'une étroite plage entre 0,8 et 0,9.

On note que les fluctuations sont d'autant plus importantes que l'on se rapproche du bec de volute (azimut A_4). En ce point elles croissent lorsque le débit devient inférieur à 0,85 alors que pour les autres stations il faut attendre 0,6 pour trouver une remontée.

La figure 5.7. confirme bien la rapide diffusion des sillages quand on s'éloigne de la roue dans la direction radiale. Cependant on ne retrouve que pour A_1 la rapide décroissance entre 0,85 et 0,6 que présentait la valeur efficace globale. On a même un renforcement des fluctuations en B_1 dans cette zone. On ne sait s'il faut chercher une explication dans le développement des couches limites sur les parois du diffuseur.

La figure 5.8. confirme la décroissance continue de la valeur efficace à la fréquence de passage des aubes par rapport à l'ensemble du spectre en raison de la désorganisation de l'écoulement.

Enfin on peut constater sur la figure 5.9. que le renforcement considérable de l'harmonique n°2 est nettement moins sensible lorsqu'on s'éloigne de l'azimut A_1 .

En conclusion, nous pouvons affirmer que l'étude des fluctuations de pression en sortie est d'une richesse considérable que l'analyse statistique en fréquence permet d'approcher. Néanmoins la complication des phénomènes réclame des confirmations expérimentales supplémentaires et une réflexion plus grande que ce qu'il était possible de faire dans le cadre de ce travail. La deuxième remarque pouvant être faite concerne l'évolution constante des perturbations ne laissant apparaître aucune discontinuité brusque pouvant désigner un débit critique de recirculation en sortie de roue lorsque varie le débit, du moins dans l'état actuel de nos investigations.

CHAPITRE 6

MESURE DE PRESSION DANS LE CANAL DE ROUE

L'utilisation de mesures en différents points de la roue paraît s'imposer pour essayer de séparer les phénomènes propres à la roue et au diffuseur et de détecter à leur source les perturbations constatées à l'extérieur de la roue.

Des premiers essais de mesures de pression, au voisinage de l'entrée de la roue, avec transmission de signal par télémesure, sont présentés ici.

6.1 Description du système de télémesure

Le système de télémesure utilisé est un système ACUREX transmettant un signal modulé en fréquence dans la bande 88 - 108 MHz. Le système est composé d'un émetteur 206 A, d'un récepteur 155 V et d'une carte de conditionnement pour capteurs à jauges de déformations. Il permet des mesures statiques et dynamiques (jusqu'à 1kHz) sur des machines tournantes. Dans notre cas, il nous permet de relever la composante continue et les fluctuations de la pression mesurée dans un canal inter-aubes de la roue, au voisinage de l'entrée, sur le plafond.

6.1.1. Chaîne de mesure

La chaîne de mesure est présentée sur la figure 6.1. Elle est constituée de :

- un émetteur 206 A réglable à la fréquence porteuse de 100 MHz.
- une pile
- une antenne émettrice sans prise de terre
- une antenne réceptrice avec prise de terre
- un récepteur ACUREX 155 V
- un filtre actif passe - bas (MULTIMETRICS AF-420)
- un analyseur à transformée rapide de Fourier HP 5423 A

6.1.2. Description du montage

Un tel système de mesure doit assurer une bonne transmission par voie radioélectrique entre les parties émettrices tournantes et réceptrices fixes. L'emplacement du montage doit être choisi de manière à ne pas perturber l'écoulement.

Il doit aussi permettre une conception facile des antennes et se monter ou se démonter aussi aisément que possible.

Pour cela, le montage a été placé sur l'arbre d'entraînement de la roue, entre le moteur et le corps de la pompe comme indiqué sur la figure 6.1.

Les figures 6.2 et 6.3 donnent respectivement des vues de face et de profil du montage.

6.1.3. Positionnement du capteur

Le capteur utilisé pour ces mesures est identique à celui que nous avons utilisé pour l'analyse des fluctuations de pression en paroi du diffuseur. Il est donc monté sur la face arrière de la roue (figure 6.4).

L'accélération centrifuge maximale admissible étant de l'ordre de 10^4 m/s^2 , le capteur a donc été placé à un rayon de 125 mm, en milieu d'un canal interaubes, compte - tenu de la vitesse de rotation utilisée (2 500 tr/min).

Ce capteur a été monté en membrane affleurante.

6.2. Etalonnages

L'étalonnage statique de l'ensemble de la chaîne de mesure (capteur + chaîne de télémétrie) a été réalisé dans la gamme d'utilisation du capteur par comparaison avec un manomètre à colonne d'eau. On a pu aussi vérifier la bonne linéarité de la courbe d'étalonnage, avec les réglages du gain et du zéro choisis sur la carte de conditionnement du système de télémétrie.

Les caractéristiques dynamiques du capteur utilisé, telles que fournies par le constructeur, sont présentées sur la figure 6.5. On peut noter que dans la gamme 0 - 1 kHz il est tout à fait légitime de considérer une réponse constante du capteur, identique à sa réponse statique.

Un étalonnage dynamique de la chaîne de télémétrie proprement dite a pu être effectuée : elle montre que dans le domaine d'utilisation (0 - 1 kHz), la chaîne introduit une amplification sensiblement indépendante de la fréquence mais avec un déphasage évoluant sensiblement linéairement en fonction de la fréquence (réponse assimilable à un retard pur) (voir figure 6.6).

Pour l'utilisation dans la roue, il a été nécessaire de prendre en compte l'effet de l'entraînement en rotation sur le capteur ainsi que l'effet de la pression sur le tube de compensation (ce tube tourne en effet dans l'espace latéral à l'arrière de la roue).

L'effet de l'entraînement de la roue a été déterminé en effectuant une série de mesures (à diverses vitesses de rotation) avec la roue bouchée en entrée et en sortie, et le capteur bouché du côté de la membrane. La figure 6.7. montre l'évolution de la composante continue ainsi mesurée en fonction du carré de la vitesse de rotation.

Pour déterminer la pression dans le canal interaube par rapport à la pression atmosphérique, il nous a fallu faire en outre une correction de la pression statique sur le tube de compensation. Nous avons fait l'hypothèse que la pression statique derrière la roue est constante suivant la direction axiale et en azimuth et qu'elle est donc égale à la pression pariétale mesurée du côté carter au même rayon que le capteur embarqué. La figure 6.8. représente l'évolution de cette pression statique derrière la roue, en fonction du débit roue, à deux vitesses de rotation différentes.

6.3 Résultats de mesures

Nous avons effectué nos mesures aux deux vitesses de rotation 2 550 et 2 020 tr/min. Les points de mesure à 2 020 tr/min ont été multipliés par le carré du rapport des vitesses et présentés sur la même figure que ceux obtenus à 2 550 tr/min, ceci en vue de vérifier la similitude des résultats.

6.3.1. Composante continue

La figure 6.9 représente, l'évolution de la composante continue de la pression au point de mesure en fonction du carré du débit roue relatif, pour les vitesses utilisées 2 550 tr/min et 2 020 tr/min.

La distribution des points de mesure se présente sensiblement comme deux segments de droites de pentes différentes se coupant à un débit relatif de l'ordre de 0,67. Ce point est très proche du débit critique de recirculation déterminé par visualisations à l'entrée de la roue.

Une analyse simplifiée permet d'interpréter ce résultat. Par application de l'équation de Bernoulli entre l'infini amont et le point de mesure M, la pression en ce point est égale à :

$$p - p_{atm} = \frac{1}{2} \rho (U^2 - W^2) \quad (1)$$

où U et W sont respectivement la vitesse périphérique et la vitesse relative en M.

La représentation graphique de cette expression (fig 6.10) dans le plan (p, Q^2) est évidemment une droite dont l'ordonnée à l'origine est égale à $\frac{1}{2} \rho U^2 = 73,8 \text{ mm C.E.}$

L'écart constaté entre cette ordonnée et le prolongement de la courbe mesurée aux forts débits peut être corrigé par la prise en compte des pertes dites "par choc à l'entrée" sous la forme du terme supplémentaire.

$$\tau = K (Q - Q_N)^2 \quad (2)$$

Si l'on pose de manière schématique que $Q = S v$ ou S désigne la section de passage du fluide traversant la roue, l'expression (1) devient

$$p - p_{\text{atm}} = \frac{1}{2} \rho U^2 - \frac{1}{2} \rho \frac{1}{S^2} Q^2 - K (Q - Q_N)^2 \quad (3)$$

L'apparition de la recirculation a comme première conséquence la formation d'une poche qui réduit la section de passage. L'augmentation de vitesse débitante dans l'écoulement sain conduit en outre à une réduction de l'incidence de l'écoulement relatif par rapport au profil qui se traduit donc par une réduction de la perte à l'entrée de la roue. La figure 6.10 schématise l'évolution théorique ainsi prévisible.

6.3.2. Composante fluctuante

Les mesures réalisées à l'extérieur de la roue font apparaître la fréquence de passage des aubes comme la raie principale du spectre en raison du défilement des aubages devant le point de mesure. Comme nous l'avons vu au chapitre précédent cette perturbation est sensible sur l'ensemble du partour de la roue. Si l'on considère maintenant un capteur embarqué, il sera nécessairement sensible à la perturbation du champ extérieur. Cependant, compte tenu du cloisonnement des canaux dans la roue, il le sera principalement par celle qui concerne le canal où il est installé. Ainsi donc la raie principale du spectre devient celle qui correspond à la rotation de la roue.

Les figures 6.11 et 6.12 représentent respectivement, l'évolution de l'amplitude des fluctuations de pression à la fréquence de rotation de la roue et son premier harmonique. Ces courbes présentent une pointe à un débit roue relatif de l'ordre de 0,65, valeur voisine du débit critique Q_{K_1} en entrée de roue.

L'interprétation de ce résultat pourrait être que, pour ce débit, les fluctuations générées au voisinage de bec de volute provoquent une perturbation susceptible de déséquilibrer l'écoulement dans le canal interaubes. On aurait alors un intervalle étroit de débits pour lequel se produirait un décollement instable fortement influencé par la géométrie ou les champs de vitesse ou de pression imposés à la sortie de roue. Pour des débits inférieurs, cette instabilité disparaîtrait et par exemple un régime de décollement stable s'établirait conduisant à une réduction de la fluctuation de pression. Il reste toutefois à expliquer pourquoi cette réduction conduit à des valeurs inférieures à celles rencontrées au débit nominal, alors que, comme nous l'avons vu, les vitesses ainsi que l'intensité des perturbations augmentent en sortie de roue.

CONCLUSION

La présente étude avait comme objectif principal la caractérisation des écoulements en sortie d'une roue de pompe centrifuge fonctionnant à débits partiels en particulier à l'apparition des recirculations.

Ce travail s'inscrit dans le cadre d'une action concertée financée par le Ministère de la Recherche et de la Technologie avec la participation de divers participants à un groupe de travail de la société Hydrotechnique de France. Les principales questions qui se posent et que nous avons rappelées au cours de notre rédaction peuvent se résumer ainsi :

- * y'a t - il un débit critique de recirculation en sortie de roue et quelle est sa valeur pour la machine étudiée ?
- * Quel est le lien entre la recirculation constatée à la sortie de la roue et celle qui est bien mise en évidence et caractérisée à l'entrée ?
- * S'agit - il d'un phénomène lié à l'écoulement dans la roue ou la conséquence d'une évolution de l'écoulement dans l'environnement extérieur et plus particulièrement dans le diffuseur ?
- * La recirculation est - elle la conséquence d'un déséquilibre prévisible même en l'absence de viscosité ou au contraire traduit - elle l'influence prépondérante du comportement des couches limites à l'intérieur de la roue ?

Notre tâche particulière au sein de ce programme était d'appliquer diverses techniques permettant d'analyser l'écoulement en sortie de la roue, le fluide utilisé étant de l'air. Nous avons ainsi effectué plusieurs types de mesures à l'entrée du diffuseur lisse.

- des mesures relativement traditionnelles des paramètres moyennés dans le temps : pressions statiques pariétales ou vitesses à l'aide d'une sonde à quatre trous donnant accès à la composante moyenne dans un plan perpendiculaire à l'axe de la machine.
- des mesures des paramètres de pressions instantanées à l'aide de capteurs affleurants en paroi ou de vitesses instantanées à l'aide d'anémométrie à fil chaud à un ou deux fils.

Ces mesures ont été complétées par des mesures de pression au moyen d'un capteur embarqué monté sur le flasque du côté moyeu de la roue dans une position située assez près de l'axe à midistance entre les aubages.

Les principaux résultats obtenus concernent :

- le décollement de diffuseur. Les mesures ont montré que des décollements se produisent sur les parois parallèles du diffuseur lisse et s'accompagnent de vitesses débitantes centripètes. Ceux ci sont évidemment fortement influencés par les caractéristiques de l'écoulement entrant dans le diffuseur et tendent à progresser vers la roue lorsque le débit est réduit. Compte tenu du sens du gradient axial de vitesses c'est du côté plafond que le décollement se fait sentir en premier en sortie de roue pour un débit relativement élevé.

Ce phénomène ne doit pas être confondu avec celui qui résulterait d'un déséquilibre interne à la roue. Il y a néanmoins une très forte interférence entre les deux lors des expérimentations conduites sur notre installation.

- le caractère instationnaire de l'apparition des recirculations en sortie de roue. Les mesures instantanées ont fourni la preuve que bien avant que la vitesse moyennée dans le temps (même sur des périodes aussi courtes que 8 tours de roue par exemple) ne change de signe, on avait une apparition de "bouffées" de recirculation. Les premières analyses que nous avons réalisées donnent quelques indications sur la déformation des profils de vitesses dans les canaux interaubes. Elles mettent bien en évidence une désorganisation progressive, au sens des moyennes synchrones à la vitesse de la roue, des répartitions de la composante débitante de la vitesse qui pourrait correspondre à une extension instable de la zone de sillage qui se développe sur la face en depression des aubages. Les pointes de recirculation relevées par les fils chauds pourraient éventuellement signer le passage de gros tourbillons se superposant à l'écoulement moyen et correspondant à un décollement instable. Ces explications qui ne sont encore que des hypothèses pourraient faire l'objet de vérifications ultérieures.

Les résultats expérimentaux montrent clairement qu'en se développant au fur et à mesure que le débit est réduit, les recirculations s'amplifient au point d'occuper rapidement des canaux interaubes entiers, voire plusieurs canaux. Avec le type d'échantillonnage adopté, il ne nous est pas possible de décider si à un moment donné du processus de réduction de débit il apparaît un décollement tournant régulièrement à une vitesse déterminée autour de la roue.

L'ensemble de ces considérations confirment que la recirculation de sortie précède l'apparition de recirculation à l'entrée de la roue et conduisent à penser qu'il ne s'agit pas d'une transition brutale mais d'une dégradation progressive.

- L'analyse statistique des fluctuations et en premier lieu l'analyse en fréquence des signaux de pression et surtout de vitesse apparaît comme un outil particulièrement utile pour l'étude de la recirculation. La première constatation est que la valeur efficace des fluctuations aussi bien de vitesse que de pression croit de manière importante dès que le débit devient inférieur au débit nominal. La deuxième observation concerne le contenu spectral des enregistrements avec la réduction relative de la pulsation à la fréquence de passage des aubes qui traduit la désorganisation de l'écoulement bien avant que n'apparaisse la recirculation.

Un débit de caractérisation des écoulements internes à la roue avec une mesure de pression par capteur embarqué. A la position peu éloigné de l'axe de la machine sur le flasque moyen de la roue, les enregistrements de la pression moyennée dans le temps ont montré une évolution assez nettement sensible à l'apparition de la recirculation en entrée de roue.

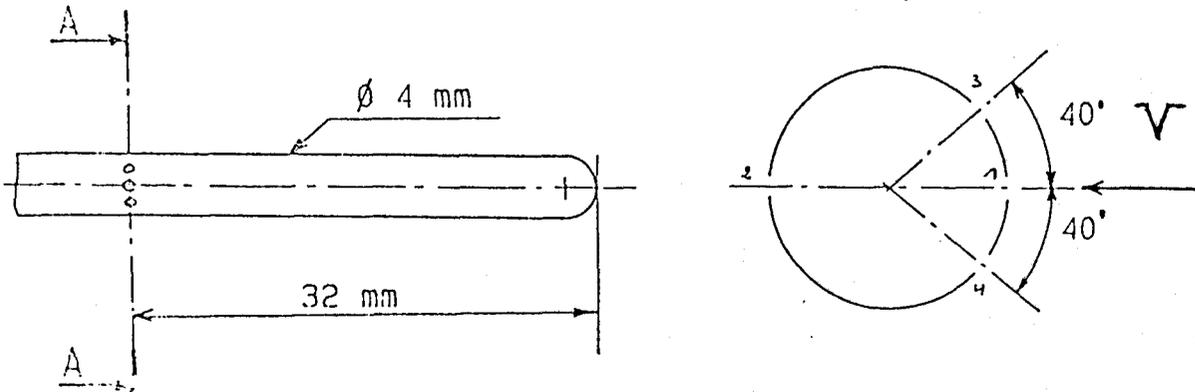
Des insuffisances sont apparues dans la conception de l'installation expérimentale. L'environnement extérieur à la roue, notamment, devrait être modifié de façon à rendre l'écoulement le plus axisymétrique possible et à éliminer les décollements de diffuseur. Les techniques expérimentales peuvent elles mêmes être améliorées au vu des premiers résultats obtenus : une meilleure caractérisation des profils de vitesse interaubes, une analyse approfondie des fluctuations (fréquence, durée, amplitude), la prise en compte de la composante axiale des vitesses, ou le développement des mesures embarquées apparaissant maintenant comme des objectifs à la fois raisonnables et nécessaires qui permettront d'approfondir considérablement les connaissances déjà acquises et valideront pleinement le choix initial de l'air comme fluide d'essais.

ANNEXE I

Description de la sonde I.M.F.L n°8

La sonde cylindrique est représentée sur la figure suivante :

SECTION A-A

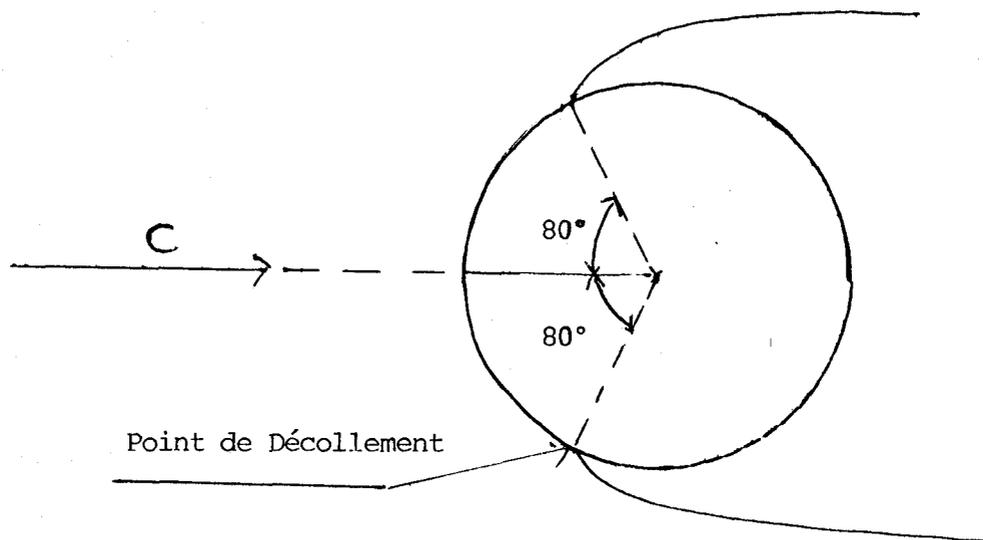


Cette sonde permet de mesurer la direction et le module de la composante de vitesse d'écoulement dans le plan AA au moyen des quatre prises de pression notées 1 à 4. La sonde est portée par un chariot de positionnement permettant son déplacement axial et sa rotation autour de son axe. Ces positions sont repérées au moyen de verniers précis respectivement à 0,1 mm et 0,1 degré.

Les prises de pression sont reliées à un manomètre numérique de type YEW 2654 par l'intermédiaire d'un commutateur manuel. La chaîne de mesure est étalonnée périodiquement à l'aide d'un manomètre à colonne d'eau.

La figure A₂ représente la polaire de la sonde obtenue en mesurant la valeur de la pression au moyen de chaque prise pour une révolution complète dans un écoulement stationnaire en moyenne (ici à la sortie de la roue du ventilateur). Cette procédure permet de vérifier l'identité de réponse de chaque prise. Les courbes obtenues mettent en évidence pour chaque trace une plage angulaire de variation continue d'environ 160 degrés à l'extérieur de laquelle la pression conserve une valeur constante.

Le nombre de Reynolds calculé sur le diamètre de sonde est égal à 10^4 environ. Cette distribution correspond donc bien au régime de décollement en couche limite laminaire schématisé ci dessous et valable pour la plage de variation de R_e comprise entre 2 500 et $2 \cdot 10^5$ environ.



La mesure du module de vitesse au moyen de cette sonde est effectuée en orientant celle ci de manière à annuler la différence de pression $p_3 - p_4$ et en mesurant la différence $p_1 - p_2$. Celle ci est étalonnée par mesure en soufflerie par comparaison avec une mesure de pression dynamique $1/2 \rho c^2$ à l'aide d'un tube de Pitot.

La courbe d'étalonnage correspondante est donnée sur la figure A_3 .

On en déduit le coefficient K d'étalonnage de la sonde $K = \frac{p_1 - p_2}{1/2 \rho c^2} = 1,59$

L'étalonnage de la sonde en vue de la mesure de la direction de la vitesse d'écoulement est obtenu au moyen de la procédure suivante :

Le chariot de déplacement comporte une surface plane parallèle à l'axe de sonde permettant de définir une direction OX de référence. L'orientation de celle ci par rapport à l'horizontale est repréerée au moyen d'un niveau d'artillerie permettant une lecture à $1/16$ degré près.

Supposons que le zéro du vernier fasse un angle α_0 avec la direction de référence.

La sonde est placée dans la veine d'essais de la soufflerie aux deux positions successives 1 et 2 (voir figure A_4).

On mesure alors :

- L'angle α_1 (ou α_2) de OX par rapport à l'horizontale.
- L'orientation θ_1 (ou θ_2) à donner à la sonde pour annuler la différence de pression $p_3 - p_4$.

On a alors évidemment :

$$\alpha_0 + \alpha_v = \theta_1 - \alpha_1$$

$$\alpha_0 - \alpha_v = \bar{\beta} - \theta_2 - \alpha_2$$

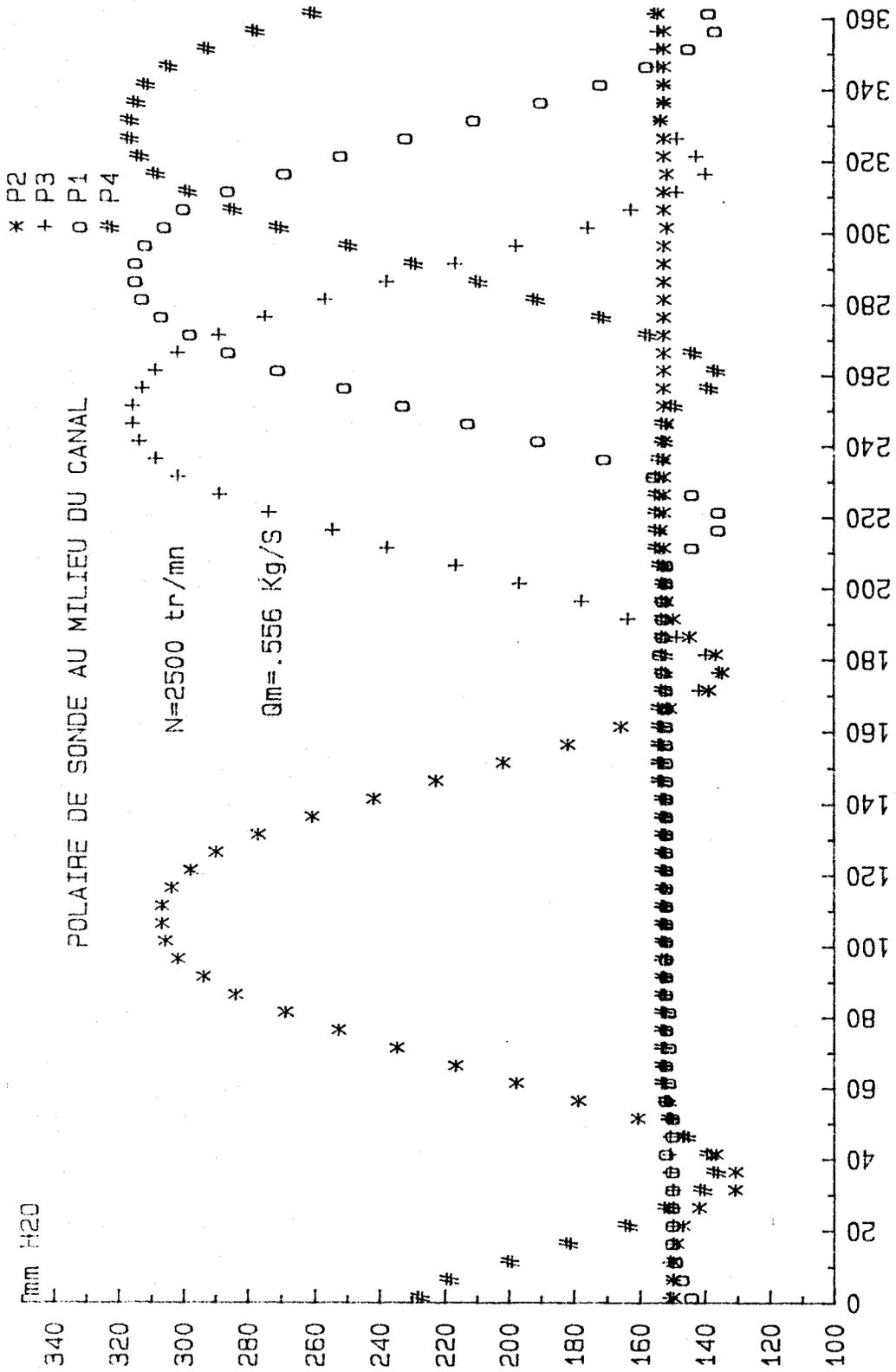
$$\text{d'où l'on tire } \alpha_0 = (\bar{\beta} + \theta_1 - \alpha_1 - \theta_2 - \alpha_2) / 2$$

et accessoirement l'inclinaison α_v de la vitesse V par rapport à l'horizontale.

La mesure de la direction de la vitesse en sortie de roue de la machine au moyen de la sonde se fait alors de la manière suivante (voir figure A₅).

La sonde étant placée à la position 0 la direction 00' joignant ce point à l'axe de la machine est repérée par rapport à l'horizontale soit α_R . On mesure de même l'inclinaison α_H du support de sonde par rapport à l'horizontale. Si θ est l'inclinaison du vernier nécessaire pour annuler l'écart $p_3 - p_4$, la direction de la vitesse de l'écoulement par rapport à la direction tangentielle OT est :

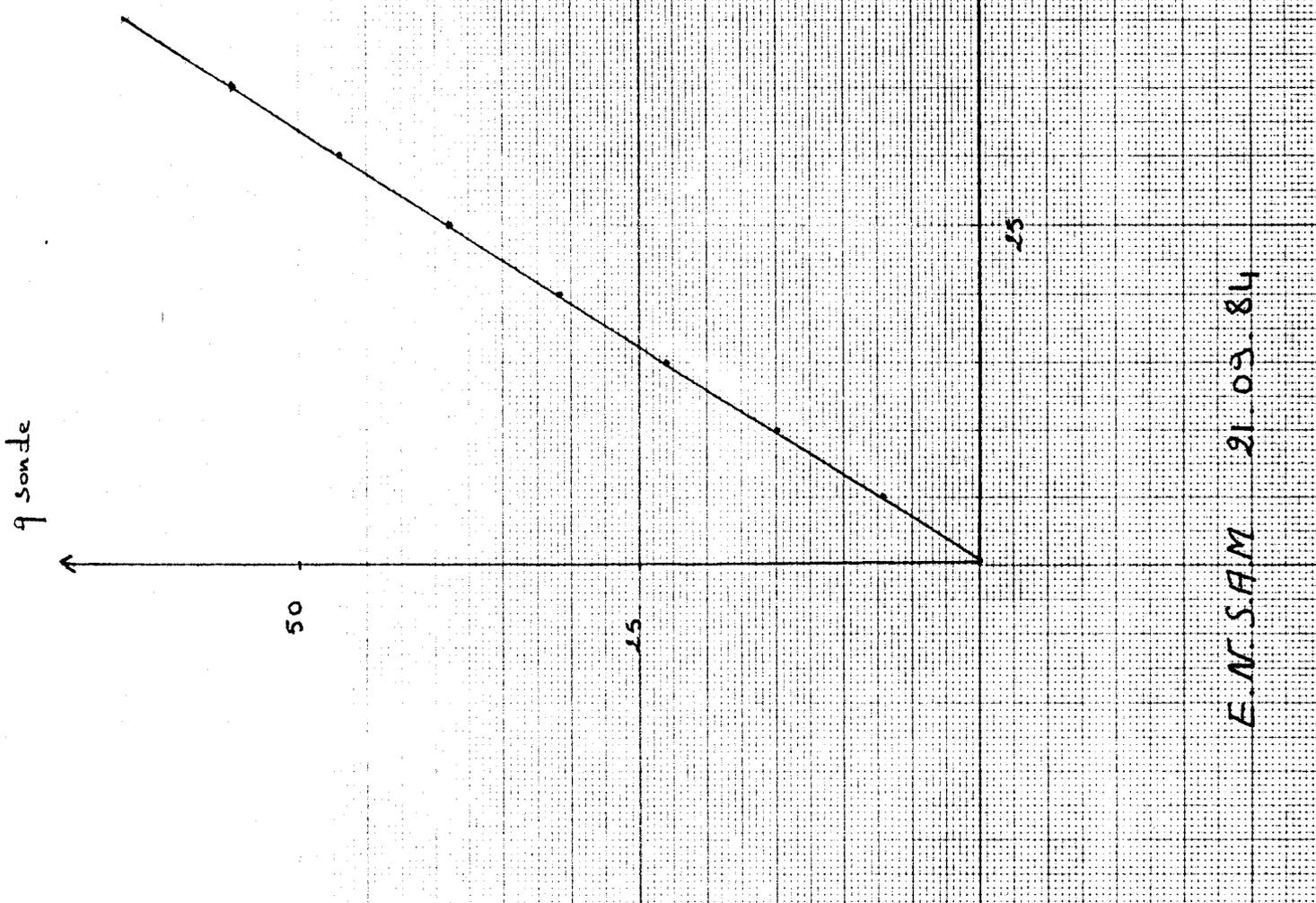
$$\alpha = \theta + \frac{\bar{\beta}}{2} - (\alpha_0 + \alpha_R + \alpha_H) \quad (\text{à } \bar{\beta} \text{ près})$$



Sonde IMFL n° 8

Fig. A₃

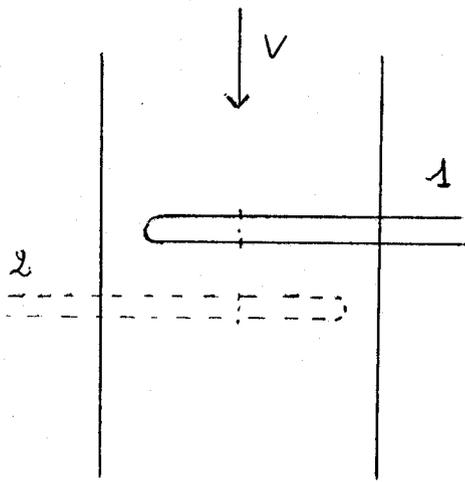
$$K = \frac{I_{\text{sonde}}}{I_{\text{référence}}} = 1,57$$



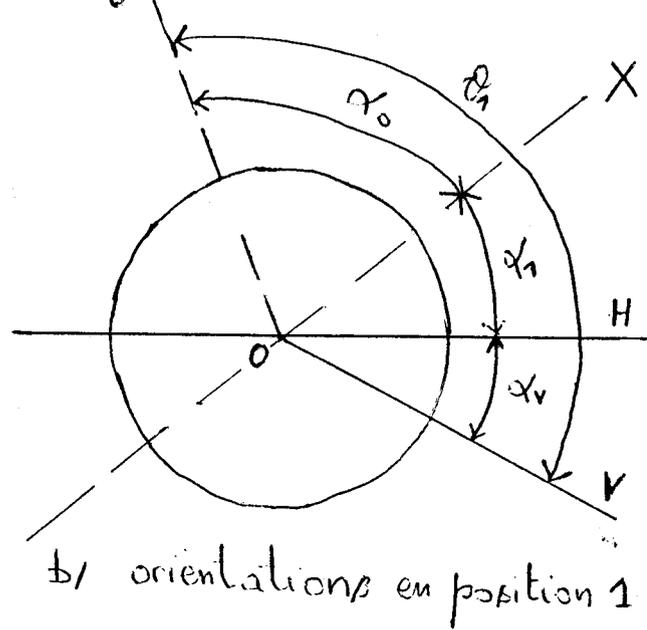
$$I_{\text{sonde}} = \Delta E (\text{avant - arrière})$$
$$I_{\text{référence}} = \frac{P E^2}{2}$$

E.N.S.A.M 21.03.84



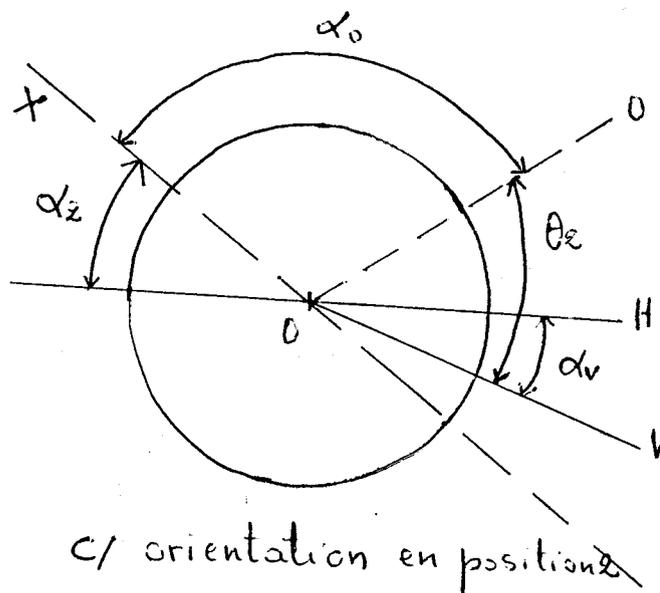


a) positions 1 et 2 successive de la sonde dans la veine d'essais



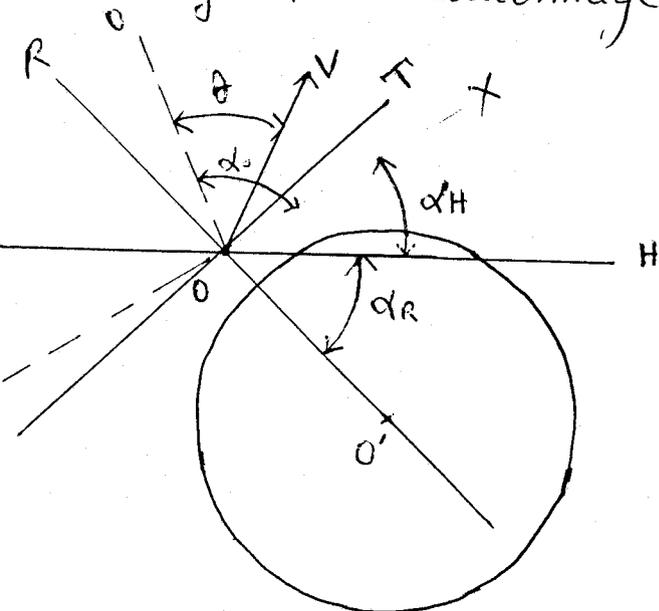
b) orientations en position 1

- OX : direction de référence
- OO : zero du vernier
- OH : horizontale
- OV : vitesse



c) orientation en position 2

Fig A4 : étalonnage en direction de la sonde en soufflerie.



- OT : direction tangentielle.
- OR : direction radiale.



Fig A5 : détermination de la direction de la vitesse d'écoulement en sortie de roue.

ANNEXE II

ETALONNAGE ET UTILISATION DE LA SONDE A 2 FILS CHAUDS

A.2.1. Rappel des principes généraux mis en oeuvre en anémométrie à fil chaud

- L'anémométrie à fil chaud est une méthode qui permet de déterminer la vitesse quasi-instantanée d'un écoulement à partir de la connaissance du transfert de chaleur entre un fil très fin chauffé électriquement et un fluide en mouvement.

- On maintient souvent le fil à une température constante à l'aide d'un système d'asservissement électronique. Ce fil constitue l'une des broches d'un pont de Wheastone. La tension de sortie E entre les deux broches de la sonde est une fonction non linéaire de la vitesse de refroidissement effective du fil, approximée par la loi de King :

$$E^2 = E_0^2 + B U_{\text{eff}}^n \quad \text{où} \quad A_{2.1}$$

E_0 = tension à vitesse nulle

B, n = constantes qui dépendent des propriétés physiques du fil et du fluide et qui sont déterminées par étalonnage (cf figure II.1)

U_{eff} = vitesse effective de refroidissement donnée par :

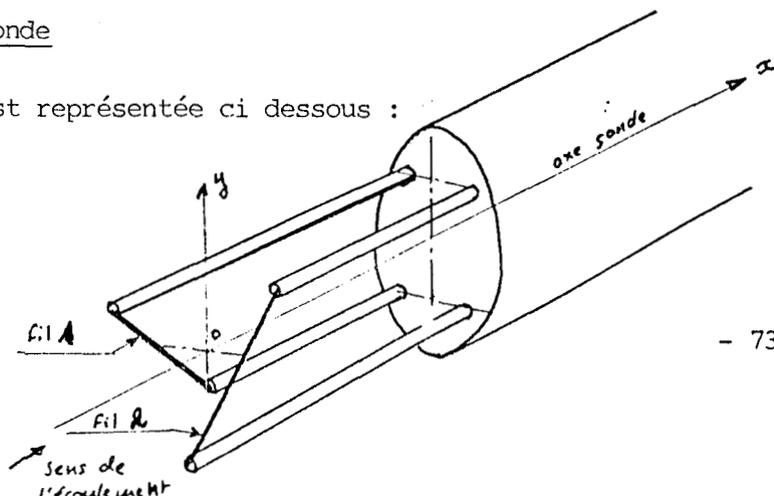
$$U_{\text{eff}}^2 = C_n^2 + k^2 C_t^2 \quad A_{2.2}$$

avec C_n et C_t respectivement les composantes normale et tangentielle de la vitesse de l'écoulement autour du fil.

Le coefficient k est déterminé par étalonnage.

A.2.2 Description de la sonde

La sonde utilisée est représentée ci dessous :

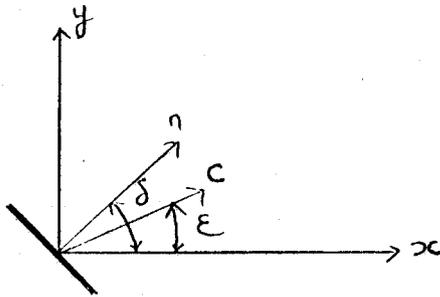


Les fils ont un diamètre de $5 \mu_m$, et la longueur de leur partie utile est 1.5 mm.

Ils sont disposés dans deux plans parallèles au plan xy et sont inclinés approximativement à $\mp 45^\circ$ par rapport à la direction x.

La sonde est placée sur un chariot permettant son déplacement dans la direction z et sa rotation autour de l'axe de la hampe. La précision de lecture de ces côtés est $\Delta z = + 0,1 \text{ mm}$ et $\Delta \theta = + 0,1 \text{ degré}$.

On suppose que la vitesse d'écoulement est parallèle au plan x0y et qu'elle est uniforme sur toute l'étendue du volume de mesure défini par le fils.



Soit δ la direction de la normale n à un fil et ϵ celle de la vitesse par rapport à la direction x.

On a alors évidemment un fil d'orientation δ donnée :

$$U_{\text{leff}}^2 = c_n^2 + k^2 c t = c^2 y(\epsilon) \quad A_{2.3}$$

$$= c^2 [\cos^2 (\delta - \epsilon) + k^2 \sin^2 (\delta - \epsilon)] \quad A_{2.4}$$

La dérivée de cette expression en fonction de ϵ est donnée par :

$$\frac{d y(\epsilon)}{d \epsilon} = (1 - k^2) \sin 2 (\delta - \epsilon) \quad A_{2.5}$$

Son signe est celui de la différence $(\delta - \epsilon)$ pour les faibles valeurs angulaires.

A.2.3 Etalonnage de la sonde

Cet étalonnage a pour but de déterminer :

- l'angle δ et le coefficient de sensibilité tangentielle k de chaque fil
- le coefficient B et l'exposant n pour chaque fil
- le repérage d'inclinaison de l'axe par rapport au support de sonde
- la procédure suivie est celle donnée dans [19].

- la figure (II.2) représentant la polaire de la sonde obtenue en la faisant tourner autour de son axe permet de calculer l'inclinaison δ et le coefficient de sensibilité tangentielle k de chaque fil par identification (par méthode des moindres carrés) des mesures avec la relation A_{2.4} en posant $\alpha = \delta - \epsilon$

- Le repérage d'inclinaison de l'axe x par rapport au support de sonde est analogue à la procédure décrite pour la sonde stationnaire.

Enfin, les coefficients B et n sont déduits des courbes de la figure (II.1) donnant la sensibilité de la tension délivrée par chaque fil à la vitesse d'écoulement à l'aide d'une méthode de moindres carrés.

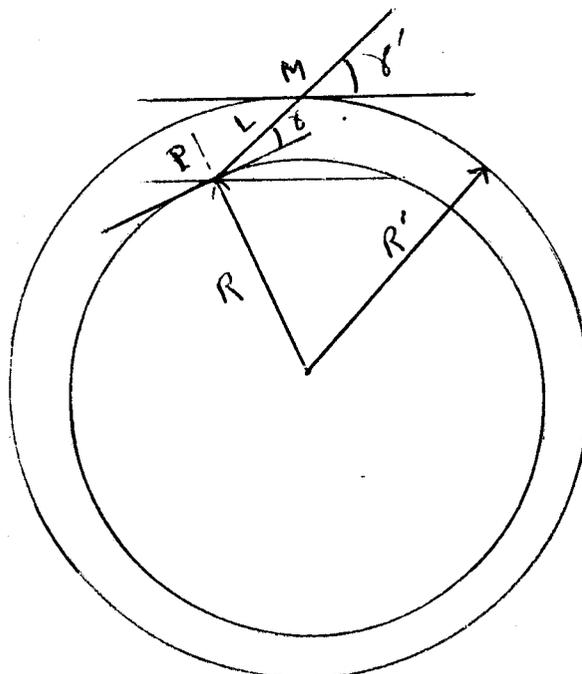
A_{2.4} Utilisation de la sonde

A_{2.4.1} Positionnement de la sonde par rapport à la roue

On a donné en annexe 1 la procédure utilisée pour repérer la position de l'axe de rotation de la sonde et pour définir l'angle γ' que fait l'axe x avec la direction tangentielle au point M correspondant à l'axe de rotation de la sonde.

Compte tenu de la longueur L du bras de levier entre le volume de mesure et l'axe de rotation de la sonde, cet angle doit être corrigé pour définir l'angle γ de l'axe x avec la direction tangentielle à la roue au point de mesure P.

On a pour la même raison un léger déplacement radial du point de mesure.



D'après la figure, on a :

$$\gamma = \gamma' - \text{Artg} \frac{L \cos \gamma'}{R' - L \sin \gamma'} \quad A_{2.6}$$

$$R = R' - L \sin \gamma' \quad A_{2.7}$$

Compte tenu de la longueur $L = 8\text{mm}$ et pour la position $R' = 274,5\text{mm}$ choisie, on trouve le tableau de valeur suivant :

| γ | γ' | $\gamma' - \gamma$ |
|----------|-----------|--------------------|
| 0 | 1,7 | 1,7 |
| 1 | 2,7 | 1,7 |
| 2 | 3,7 | 1,7 |
| 3 | 4,7 | 1,7 |
| 4 | 5,7 | 1,7 |
| 5 | 6,7 | 1,7 |
| 6 | 7,7 | 1,7 |
| 7 | 8,7 | 1,7 |
| 8 | 9,7 | 1,7 |
| 9 | 10,7 | 1,7 |
| 10 | 11,7 | 1,7 |

A.2.4.2 Détermination du vecteur vitesse.

Une mesure comprend le relevé de la tension aux bornes de chaque fil d'où la détermination immédiate des vitesses effectives de refroidissement $U_{1 \text{ eff}}$ et $U_{2 \text{ eff}}$.

D'après la relation $A_{2.3}$ on a pour les fils 1 et 2.

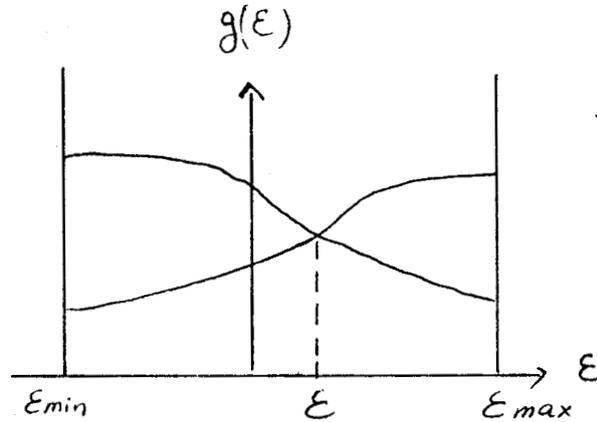
$$C^2 = \frac{U_{1 \text{ eff}}^2}{\gamma_1 (\mathcal{E})} = \frac{U_{2 \text{ eff}}^2}{\gamma_2 (\mathcal{E})} \quad A_{2.8}$$

L'inclinaison \mathcal{E} du vecteur vitesse sur l'axe de la sonde est donc définie par la relation :

$$\frac{U_{1 \text{ eff}}^2}{\gamma_1 (\mathcal{E})} = \frac{U_{2 \text{ eff}}^2}{\gamma_2 (\mathcal{E})} \quad A_{2.9}$$

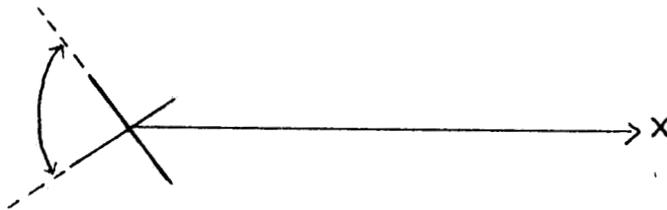
Posons $g(\xi) = \frac{U_{\text{eff}}^2}{\gamma(\xi)}$ Compte tenu de la relation A_{2.5}, les sens de

de variation de $g(\xi)$ pour les deux fils sont opposés. La transcription graphique des relations précédentes est donnée schématiquement ci dessous d'où la valeur de l'inclinaison ξ de la vitesse sur l'axe de la sonde.



Le domaine angulaire de validité de cette procédure est limité d'une part pour des raisons constructives et d'autre part pour des raisons d'existence et d'unicité de solution à l'intervalle $(-\frac{\pi}{4}, \frac{\pi}{4})$ par rapport à l'axe de la sonde.

domaine
d'utilisation de la
sonde



Par le calcul, l'égalité A_{2.9} conduit à la recherche de la solution du trinôme.

$$A \operatorname{tg}^2 \xi + 2B \operatorname{tg} \xi + C = 0 \quad A_{2.10}$$

où

$$A = \frac{1 + k_1^2 - (1 - k_1^2) \cos 2\delta_1}{U_1^2 \text{ eff}} - \frac{1 + k_2^2 - (1 - k_2^2) \cos 2\delta_2}{U_2^2 \text{ eff}}$$

$$B = \frac{(1 - K_1^2) \sin 2 \delta_1}{U_1^2 \text{ eff}} - \frac{(1 - K_2^2) \sin 2 \delta_2}{U_2^2 \text{ eff}}$$

$$C = \frac{1 + K_1^2 + (1 - K_1^2) \cos 2 \delta_1}{U_1^2 \text{ eff}} - \frac{1 + K_2^2 + (1 - K_2^2) \cos 2 \delta_2}{U_2^2 \text{ eff}}$$

Une seule racine se trouve dans le domaine d'utilisation. Le cas d'un déterminant négatif pour lequel aucune solution n'existerait ne s'est jamais rencontré.

On en déduit la valeur du module de la vitesse en reportant dans l'expression A₂.8.

L'angle d'inclinaison de la vitesse sur la direction tangentielle à la roue est :

$$\alpha = \gamma + \varepsilon.$$

d'où les composantes tangentielle et radiale de la vitesse.

Fig. II.1

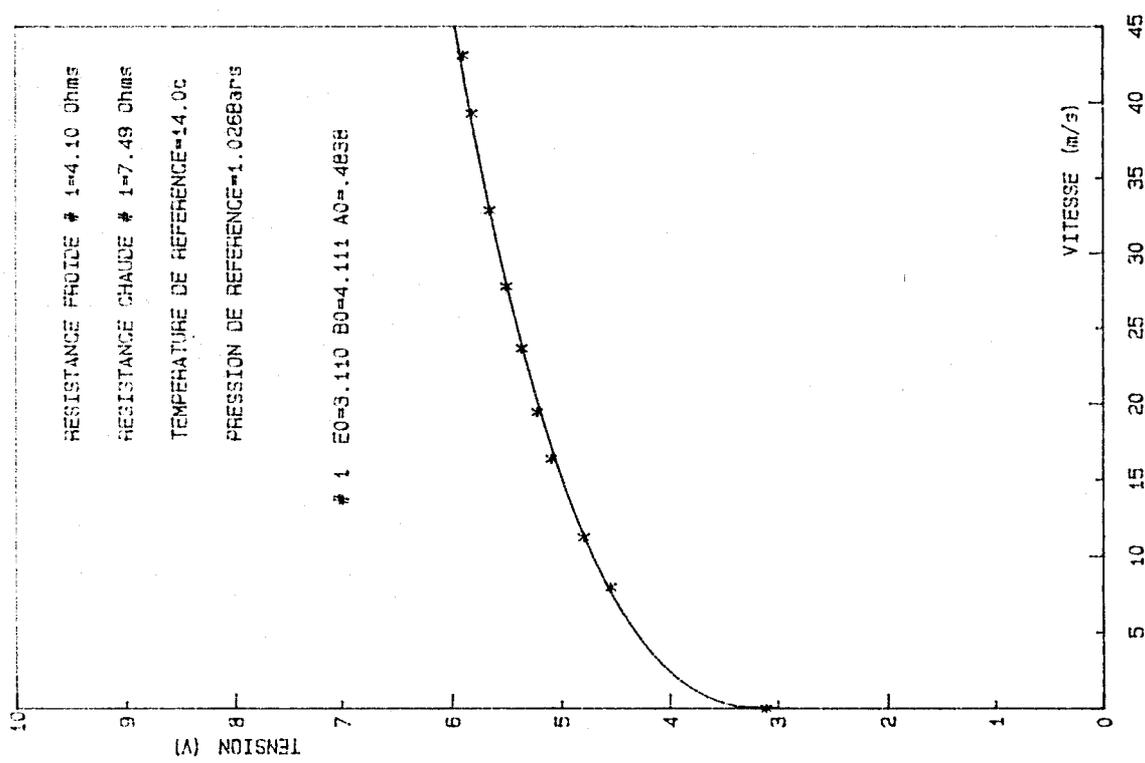
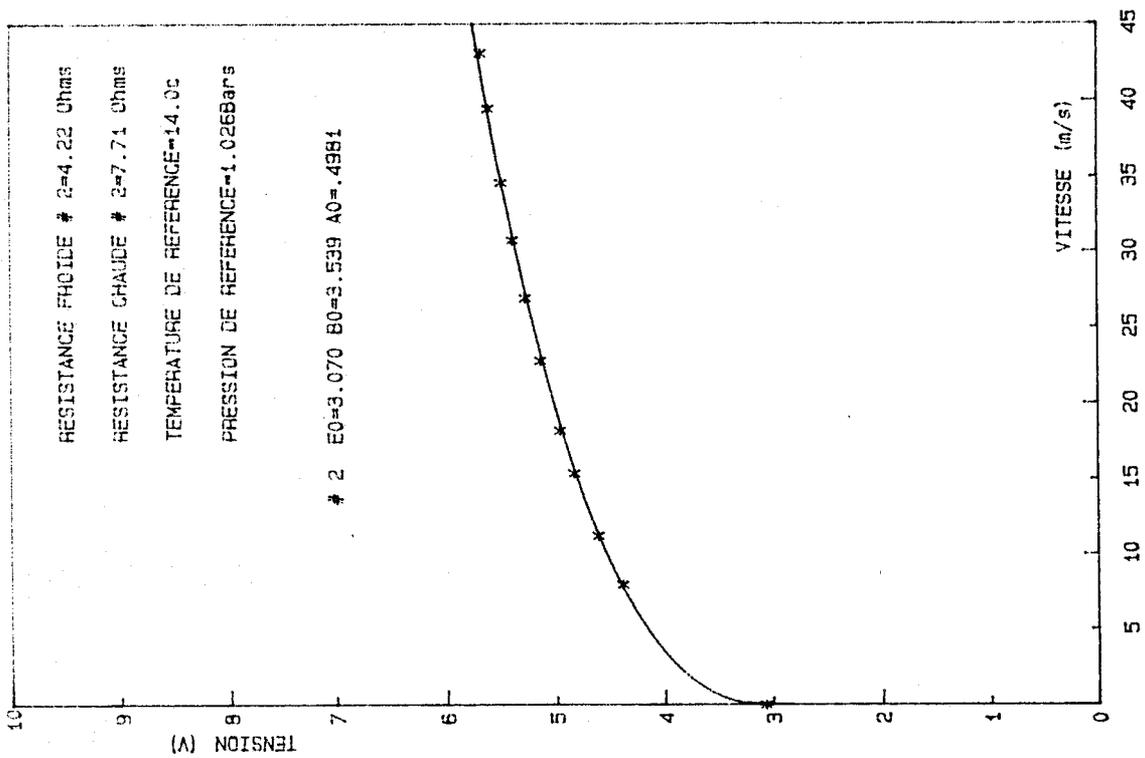
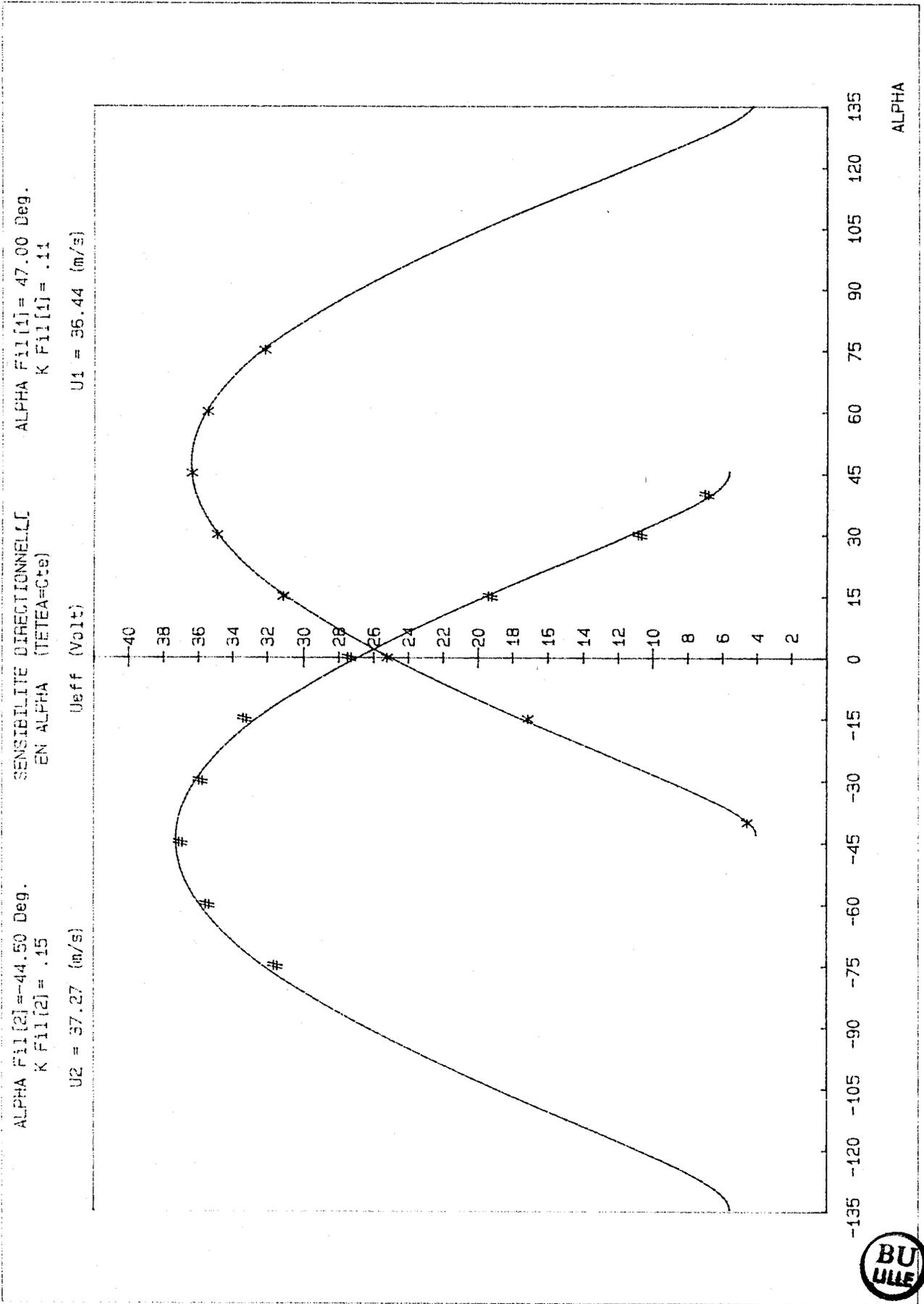


Fig. II. 2



BIBLIOGRAPHIE

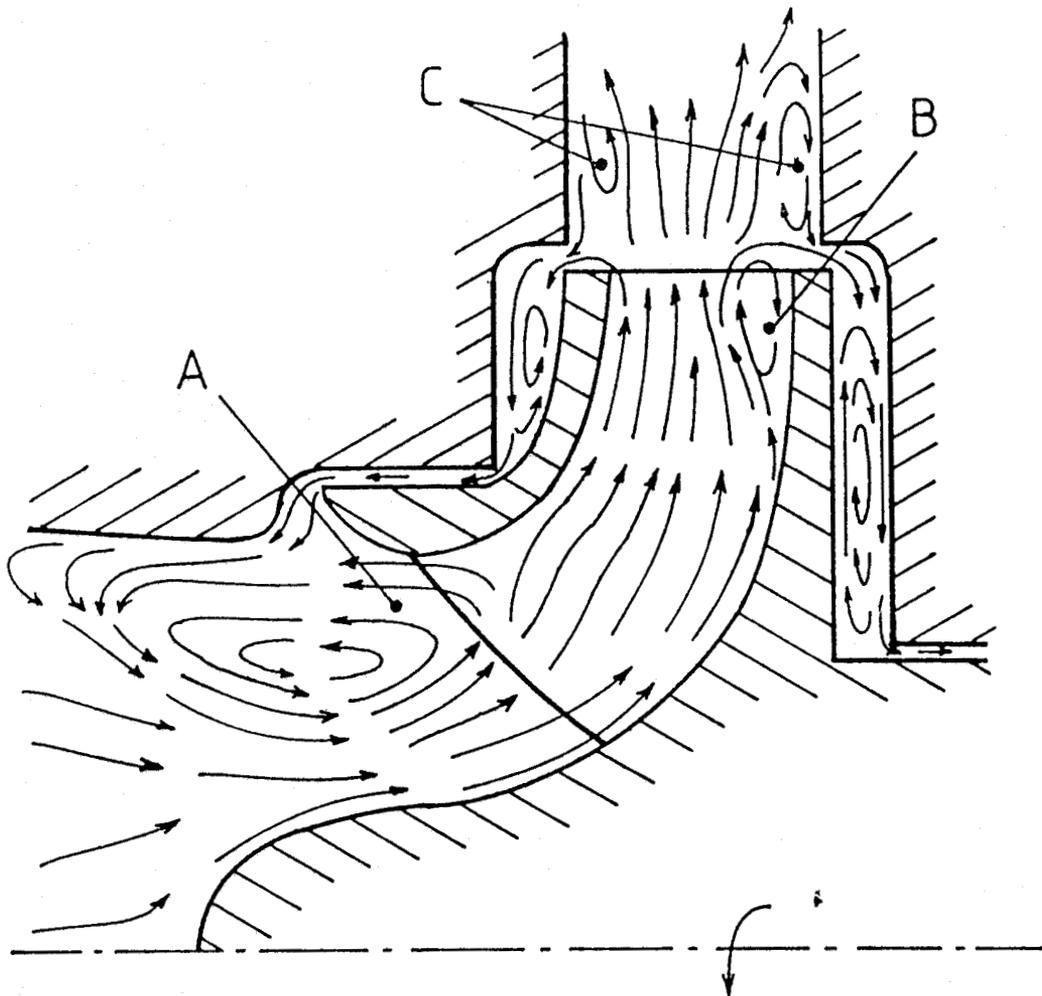
- (1) STEWART
Investigation of centrifugal pumps.
University of Wisc, Bull 318, 119, sep1909
- (2) STEPANOFF
Pompes centrifuge et pompes hélices.
Paris : Dunod, 1961
- (3) SEN (M.)
Study of inlet flow of centrifugal pumps at partial flow rates
Institut Von Karman (Bruxelles) - Thèse juin 1980
- (4) MAKAY
Centrifugal pump hydraulic instability.
E.P.R.I.CS - 1445 ; Project 1266 - 18 ; Final report, juin 1980
- (5) PHILIBERT (R.), VERRY (A.)
Synthèse des calculs d'écoulement effectués sur la pompe SHF
au débit nominal et à 80 % du débit nominal.
La Houille Blanche ; n°5, 1985 ; p.421 - 428
- (6) BARRAND (J.P.), CAIGNAERT (G.), GRAESER (J.E.), RIEUTORD (E.)
Synthèse de résultats d'essais en air et en eau en vue de la
détermination des débits critiques de recirculation à l'entrée
et à la sortie de roue d'une pompe centrifuge.
La Houille Blanche ; n°5, 1985 ; P.405 - 419
- (7) SCIAVELLO
Débit critique d'apparition de la recirculation à l'entrée des
roues de pompes centrifuges : phénomènes déterminant, méthodes de
détection, critères de prévision.
La Houille Blanche ; n°2/3 ; 1982 ; p.139 - 158.
- (8) BOIS (G.), DUCHEMIN (J.M.), PHILIBERT (R.)
Etude concertée de l'apparition des recirculations à débit partiel
dans une roue centrifuge.
Contrat MIR 81 - S - 0884 - Rapport de fin d'études - Février 1984
- (9) FRASER (W.H.)
Recirculation in centrifugal pumps.
World pumps ; 188 ; 1982 ; p.227 - 235

- (10) LORETT (J.A.), GOPALAKRISHNAN (S.)
Interaction between impeller and volute of pumps
at off - design conditions
Winter Annual Meeting ASME ; Performance characteristics of
hydraulic turbines and pumps ; Boston ; 13 - 18 nov. 1983 ;
Vol.6 ; p.135 - 140.
- (11) CORNIGLION (J.)
Theoretical and experimental study of flow
through centrifugal pumps.
Proc. of fluid machinery, 1978, vol n°2, p.67 - 79
- (12) IMAICHI (K.), TSUJIMOTO (Y.), YASHIDA (J.)
A two - dimensionnal analysis of the interaction effects of
radial impeller in volute - casing
Symposium A.I.R.H., TOKYO, 1980
- (13) MOORE (C.A.), KLINE (S.J.)
NACA TN 4080, 1968
- (14) BOIS (G.), DUCHEMIN (J.M.), PAPAILIOU (K.D.), VOUILLARMET (A.)
Analyses expérimentales de l'écoulement dans un étage de machines
centrifuges.
Centrifugal compressors, flow phenomena and performance
AGARD C.P., n°282, mai 1980 ; p.3.1. - 3.30
- (15) SUARETZ (S.)
Contribution à l'étude expérimentale de l'écoulement dans une roue de
pompe hélice.
Thèse Doct. Ingé, Lyon 27 octobre 1983, 108 p.
- (16) EL MARJANI (A.), BOIS (G.)
Investigation expérimentales sur le canal de retour d'une
turbine - pompe pour différents points de fonctionnement.
La Houille Blanche , n°5, 1985, p.441 -456
- (17) NOORBAKHS (A.)
Theoretical and real slip factor in centrifugal pumps.
I.V.K. Lecture serie 61, DEC 1973, p.1 - 63
- (18) SITARAM (N.), LAKSHMINARAYANA (B.), RAVINDRANATH
Conventionnal probes for the relative flow
measurement in a rotor blade passage
proc. ASME Symp. 1980, p 59 -69
- (19) CHAKROUN (A.)
Mesures tridimensionnelles de l'écoulement en sortie de roue d'un
ventileur centrifuge par anémométrie à fil chaud.
Thèse de 3 ème cycle : USTL Lille I, 1983, 127 p.

- (20) GOULAS (A.), BAKER (R.C.)
Hot wire measurements at the exit of a centrifugal
compressor impeller.
Proceeding of the institution of mechanical engineers
Vol 193, pages 341 - 347 sept 1979
- (21) LARGUIER (R.), SIEVERS (A.)
Méthodes de mesures instationnaires dans les
turbomachines
Aéronautique et Astronautique N°46, 1974 - 3 ; p.9 - 18
- (22) KUROMARU (M.), INOUE (M.), HIGAKI (T.), FAROUK (A.), IKUI (T.)
Measurement of three dimensional flow field
behind an impeller by mean of periodic multi -
sampling with a slanted hot wire.
Bull. of the J.S.M.E ; Vol. 25 ; n°209, Nov.1982, p.1674 - 1681
- (23) FRIGNE (P.), VANDEN - BRAEMBUSSCHE (R.)
Distinction between different types of impeller and diffuser,
rotating stall in a centrifugal compressor with vaneless diffuser.
J. of Eng. for gaz turbines and Power , Vol.106, avril 1984 p.468 -474
- (24) GORTON (C.A.), LAKSHMINARAYANA (A.)
A method of mesuring the three dimensionnal mean flow and
turbulence quantites inside a rotating turbomachinery passages.
J. of eng. for power ; Vol 98. séries A ; n°2 ; Avril 1976 ; p.137 - 146
- (25) ADLER (D.), LEVY (J.)
A laser - Doppler investigation of the flow inside a backswept,
closed, centrifugal impeller.
J. of mechanical eng. science ; Vol 21 ; 1 ; 1976 ; p. 1 - 6
- (26) TREBINJAC (I.)
Contribution théorique et expérimentale à l'analyse de l'écoulement
dans une pompe mixte (hélico-centrifuge)
Thèse de docteur - ingénieur ; INSA Lyon ; 6/11/85 ; 123 p.
- (27) CAIGNAERT (G.), DESMET (B.), STEVENAERT (D.)
Experimental investigation on the flow in the impeller
of Centrifugal Fan.
A.S.M.E. paper 82 GT 37 ; 6 p
- (28) CAIGNAERT (G.), DESMET (B.), MAROUFI (S.), BARRAND (J.P.)
Mesures instationnaires et traitement de signal pour l'analyse de
recirculation dans une pompe centrifuge.
Journée S.F.M. 9/10/1985 ; (à paraître dans la revue Française de Mécanique)

- (29) MATSUNAGA (S.), ISHIBASHI (H.), NISHI (M.), TSUKAMOTO (H.), HIDA (T.), INOUE (M.)
Performance evaluation of diagonal - flow pump with an open impeller by means of shroud pressure measurements.
Symposium AIRH, TOKYO ; 1980, p.391 - 402
- (30) YUASA (T.), HINATA (T.)
Fluctuating flow behind the impeller of centrifugal pump.
Bull. of the J.S.M.E. Vol 22 n°174; Déc 1979 ; p.1746 - 1753
- (31) GUITON (P.), REY (R.), KERMAREC, VULLIOUD (G.)
Etude statistique sur les caractéristiques à débits partiels de pompes centrifuges et de détermination approchée du débit critique de recirculation.
La Houille Blanche, n°213, 1982 ; p.107 - 120
- (32) GUELICH (J.), JUD (W.), HUGHES (S.F.)
Review of parameters influencing hydraulic forces on centrifugal impellers.
Radial loads and axial thrusts on centrifugal pump ; Londres, 05/02/86 ; p.1 - 16
- (33) ZANETTI (V.)
La poussée radiale dans les machines hydrauliques expériences de Laboratoire .
La Houille Blanche, n°2/3 - 1982 ; p.237 - 246
- (34) Manuel des turbomachines des établissements NEU
Tome I, Généralités , 1978
- (35) DUCRUET (C.)
Détermination exacte de la pression pariétale dans un écoulement.
Thèse d'Etat - USTL Lille I, 1983, 258 p.
- (36) SENOO (Y.), ISHIOA (M.)
A symmetric flow in vaneless diffusers of centrifugal blowers.
A.S.M.E. Journal of fluids Engineering ; Vol 99, n°1, 1977, p. 104 - 114
- (37) SENOO (J.)
Flow in vaneless diffusers of turbo machinery.
Separated flow in turbomachinery components.
I.V.K. Lecture 1 ; 1981 ; p.1 - 37

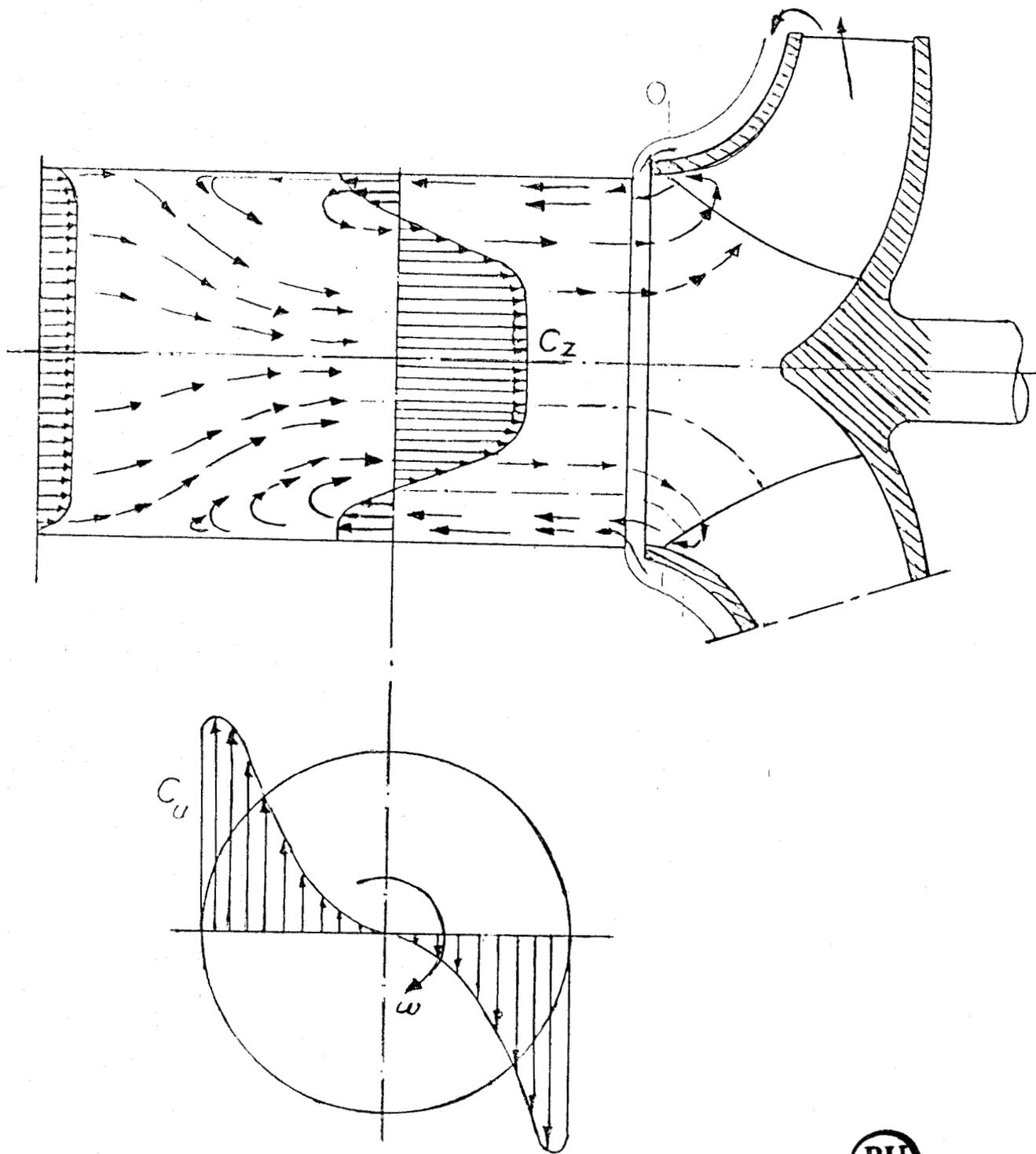
- (38) REBERNICK (B.)
Investigation on induced vorticity in vaneless diffusers of radial flow pumps.
Proceeding of the fourth conference on fluid machinery,
Akadémiai Kiado - Budapest, 1972, p. 1129 - 1140
- (39) CURVERS (J.M.)
Ecoulement dans un diffuseur plan lisse de turbomachine centrifuge.
Etude théorique et expérimentale
Mémoire CNAM, Lille , 21 Mars 1984 p;123.
- (40) MAGEER (A.)
Generalization of boundary layer momentum integral equations to three dimensionnal flow including those of rotating systems.
NACA report 1067,1952
- (41) JOHNSTON (J.P.)
On the three dimensionnal turbulent boundary layer generated by secondary flow.
A.S.M.E. Journal of Basic engeneering ; Vol 82, mars 1960, p.233 - 250
- (42) LENNEMANN (E.), HOWARD (J.H.)
Unsteady flow phenomena in rotating centrifugal impeller passages.
J. of Eng. for Power ; Janvier 1970, p.65 - 72
- (43) LAKSHMINARAYANA (B.)
Techniques for aerodynamic and turbulence measurements in turbomachinery rotors.
J. of Eng. for Power Vol.103 ; Avril 1981, p.384 - 392
- (44) ZGOULLI (R.)
Contribution à l'étude du couplage écoulement sain-couche limite dans un calcul de grille d'aubes.
Thèse 3ème cycle USTL Lille I, 1984 65p.
- (45) INOUE (M.), CUMPSTY (N.A.)
Experimental study of centrifugal impeller discharge flow in vaneless and Vaned diffusers
J.of Eng. for Gaz turbines and power , avril 1984, Vol.106 p. 455 - 467
- (46) DESMET (B.)
Mesures de pressions et de vitesses dans un ventilateur centrifuge (rotor-stator) avant et après l'apparition et la disparition du décollement tournant.
La Houille Blanche, n°2 - 3, 1982 ; p.167 - 174



Representation schematique des ecoulements
dans une machine centrifuge



Fig 1.1



Recirculation d'apres SEN

Fig 1.2



APPENDIX A

Flow regions as interpreted from wool tuft movements. According to Moore and Kline[1]

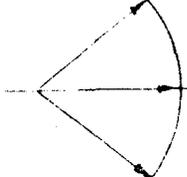
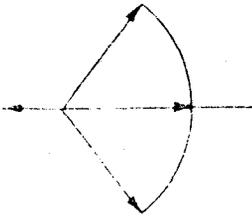
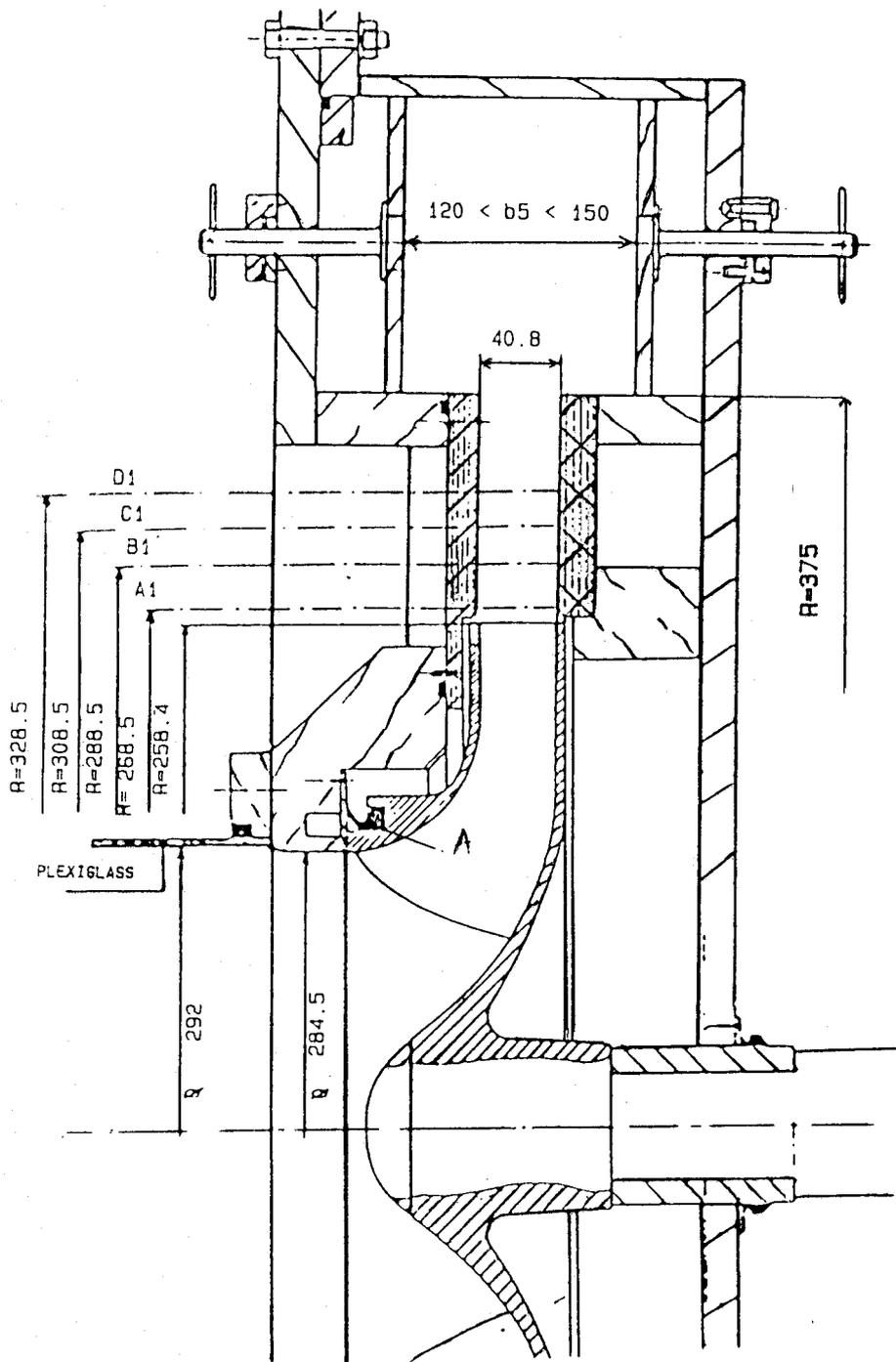
| Tuft pattern | Symbol | Flow region—Description |
|---|--------|---|
|  | S | Steady turbulent flow—tuft points downstream with only small amplitude oscillations. |
|  | U | Unsteady flow—tuft points downstream with medium amplitude oscillations. |
|  | TI | Incipient transitory stall—tuft points downstream with large amplitude oscillations (Tuft is on verge of pointing upstream). |
|  | IT | Intermittent transitory stall—tuft points upstream for short periods of time and when pointing downstream, displays large amplitude oscillations. |
|  | T | Transitory stall—tuft points upstream for approximately the same periods of time as it points downstream. |
|  | F | Fixed stall—tuft points upstream for long periods of time. |

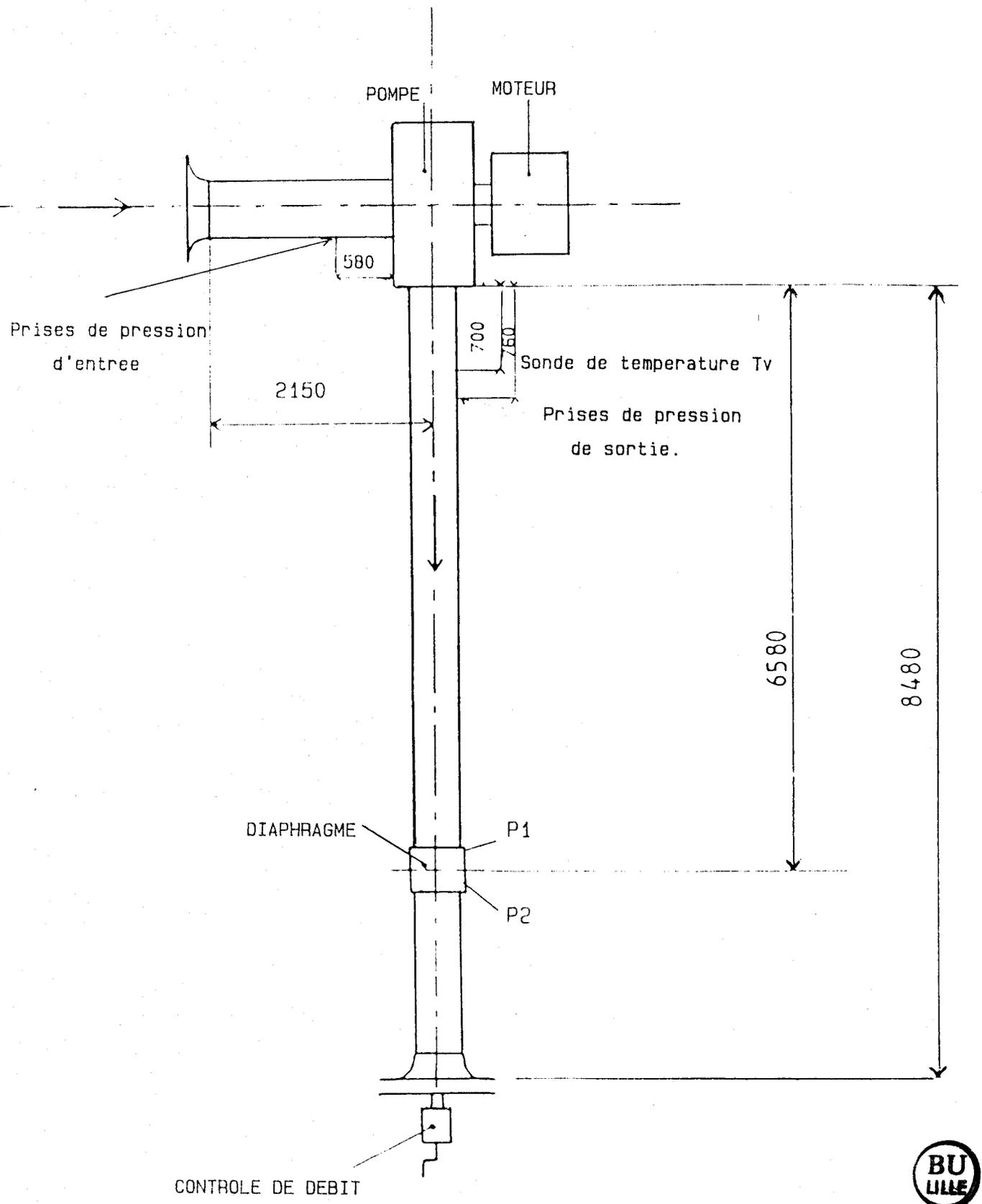


Fig 1.3



Coupe meridienne de la machine

Fig 2.1



Schema du banc d'essais en air.

Fig 2.2

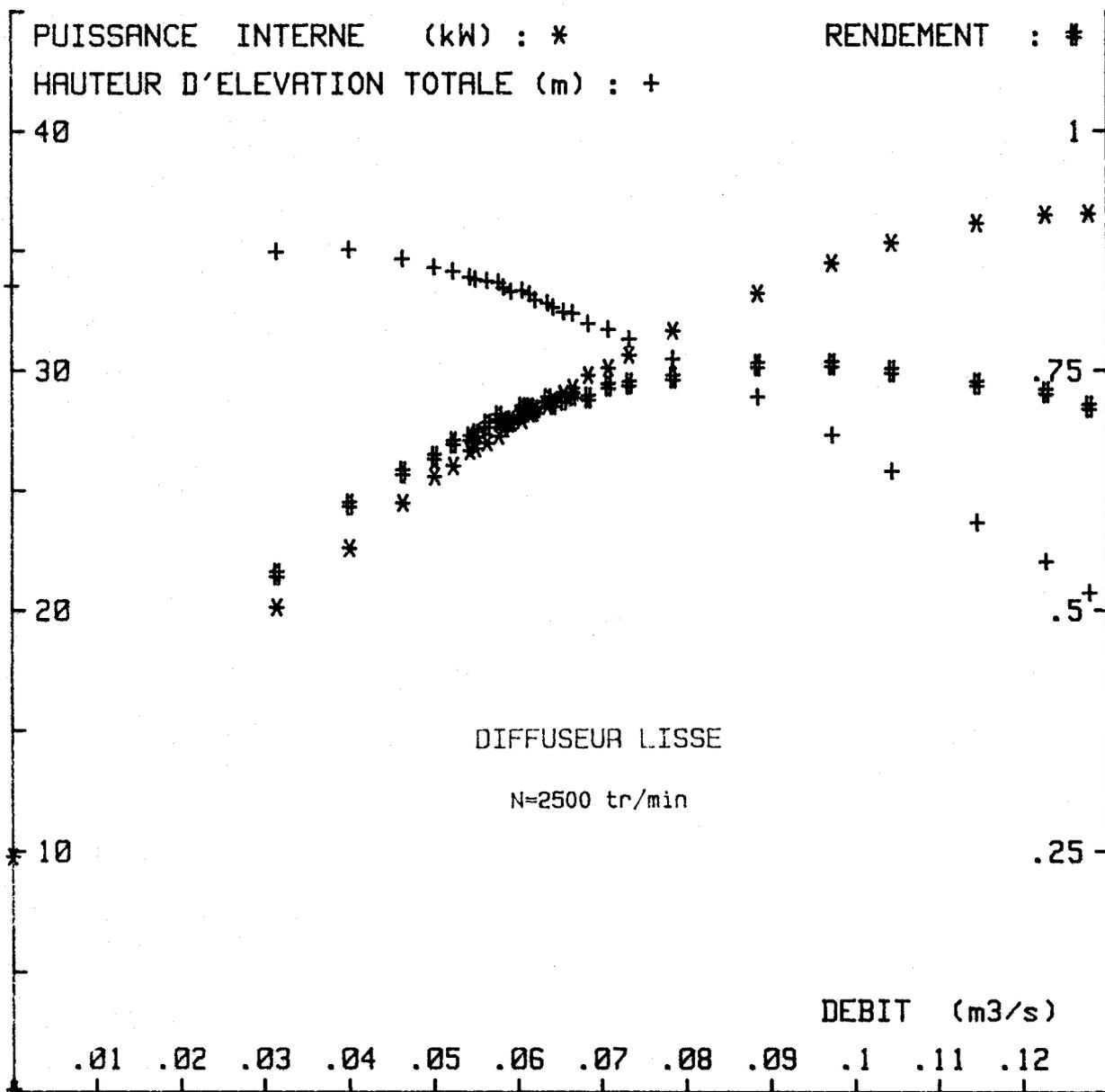


Fig 2.3



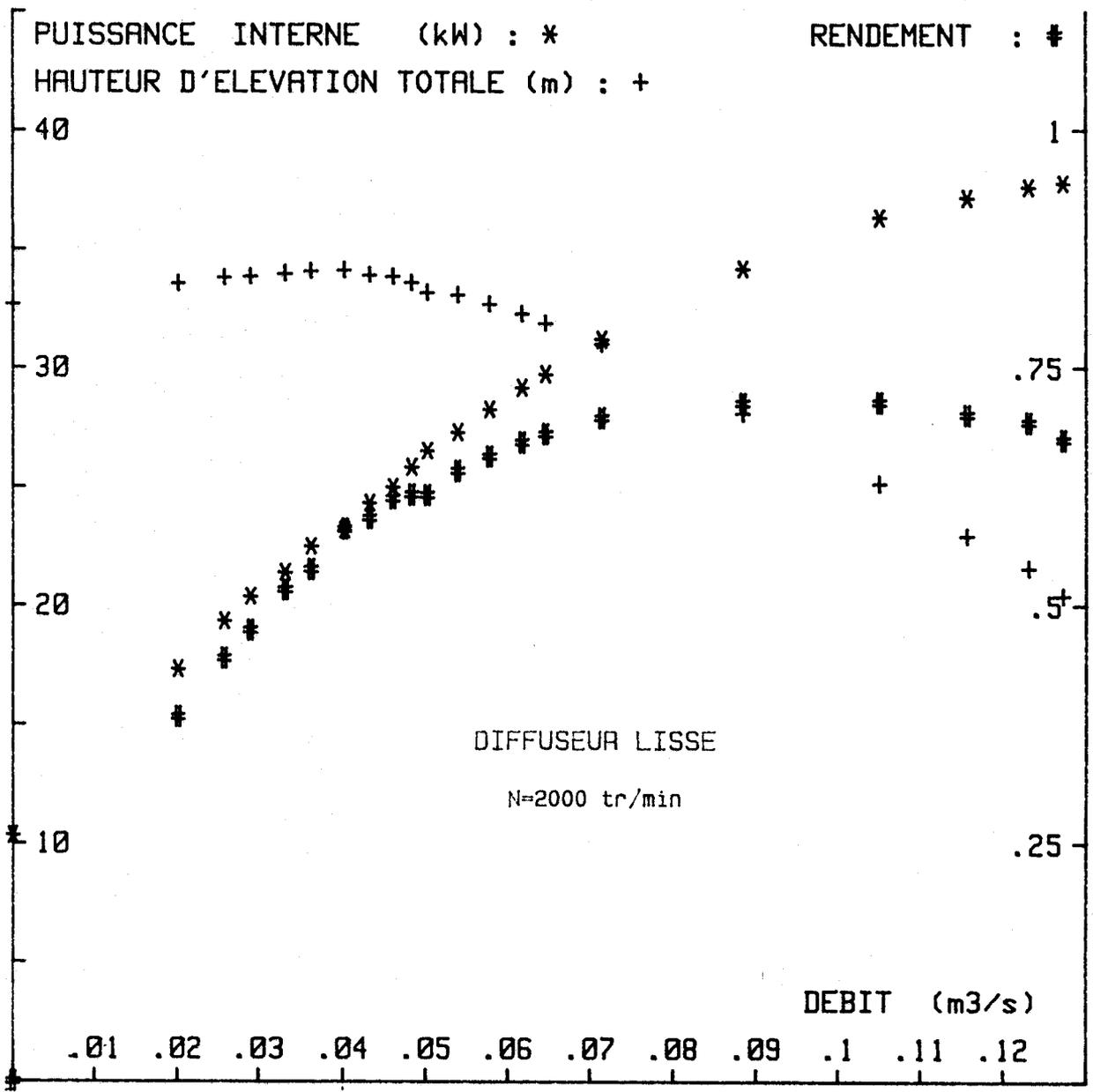


Fig 2.4



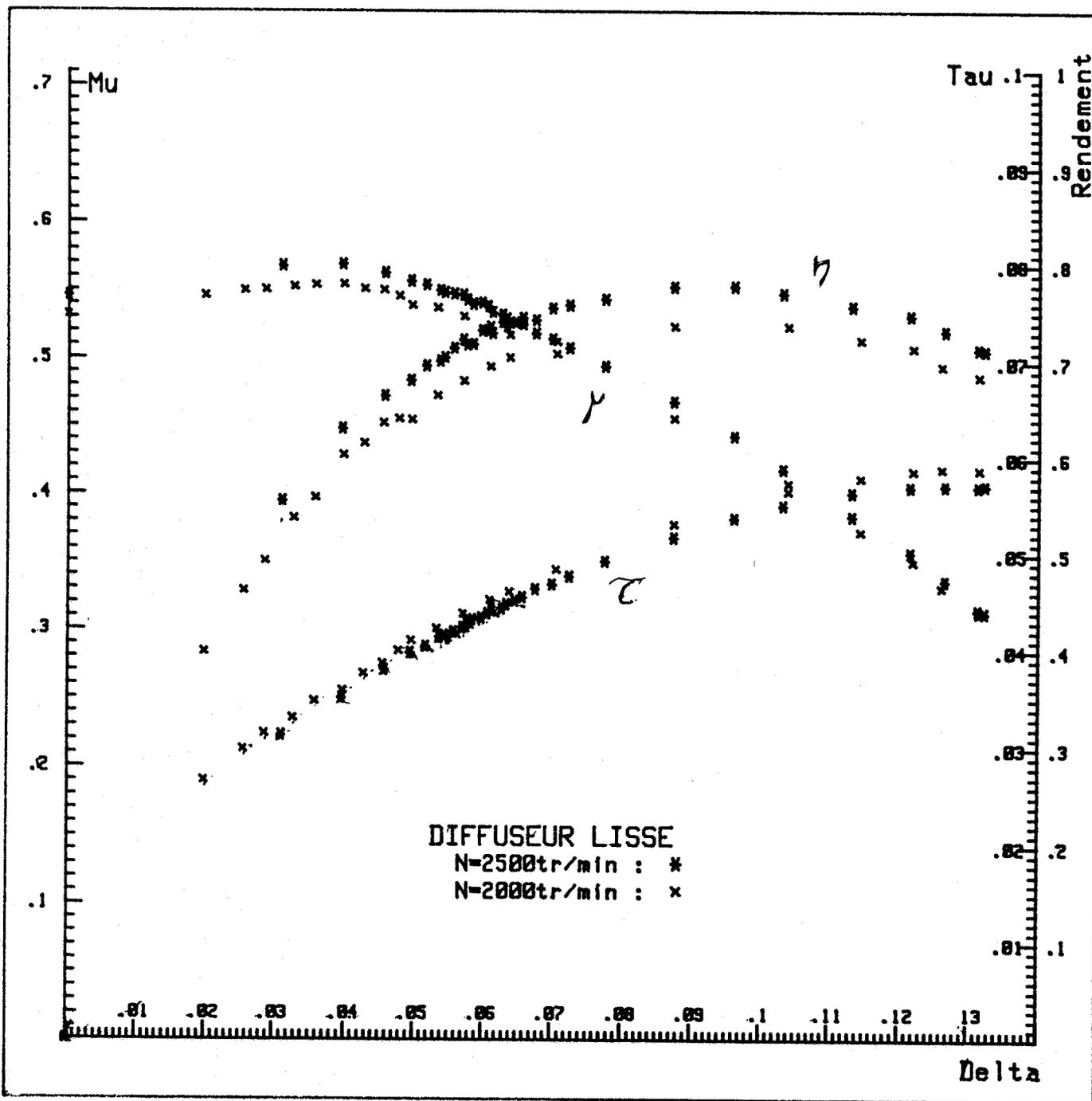


Fig 2.5

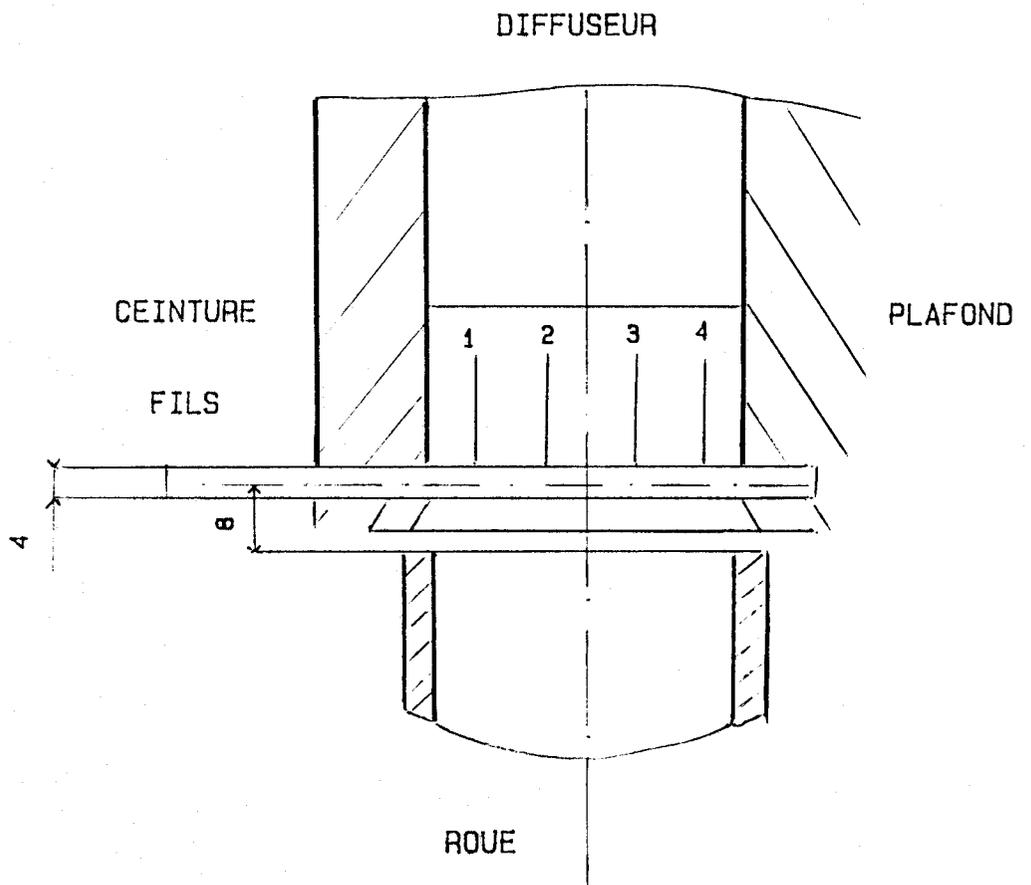


ROUE

| SYMBOLE | QK/QN |
|---------|---------|
| ○ | 0.57 |
| □ | 0.58 |
| ◇ | 0.61 |
| x | 0.62 |
| ◊ | 0.63 |
| + | 0.64 |
| ‡ | 0.66 |



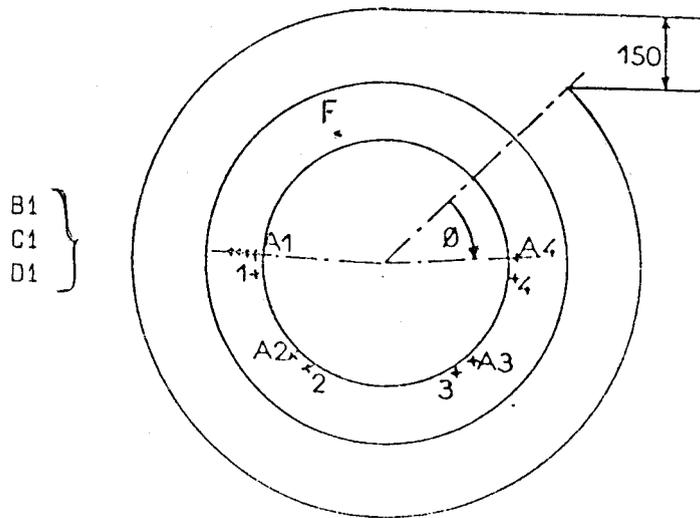
FIG. 2.6 Isovaleurs du débit critique de recirculation dans la canalisation d'aspiration (essais en air).



Position des fils de visualisation
en sortie de roue.

Fig 2.7





| Ref. | R/R ₂ | ∅ (°) |
|------|------------------|-------|
| A1 | | 230 |
| A2 | | 175 |
| A3 | 1.039 | 97 |
| A4 | | 42 |
| B1 | 1.116 | |
| C1 | 1.194 | 230 |
| D1 | 1.271 | |
| 1 | | 226 |
| 2 | 1.031 | 171 |
| 3 | | 101 |
| 4 | | 46 |
| F | 1.06 | 229 |



Emplacement des mesures dans le diffuseur

Fig 3.1

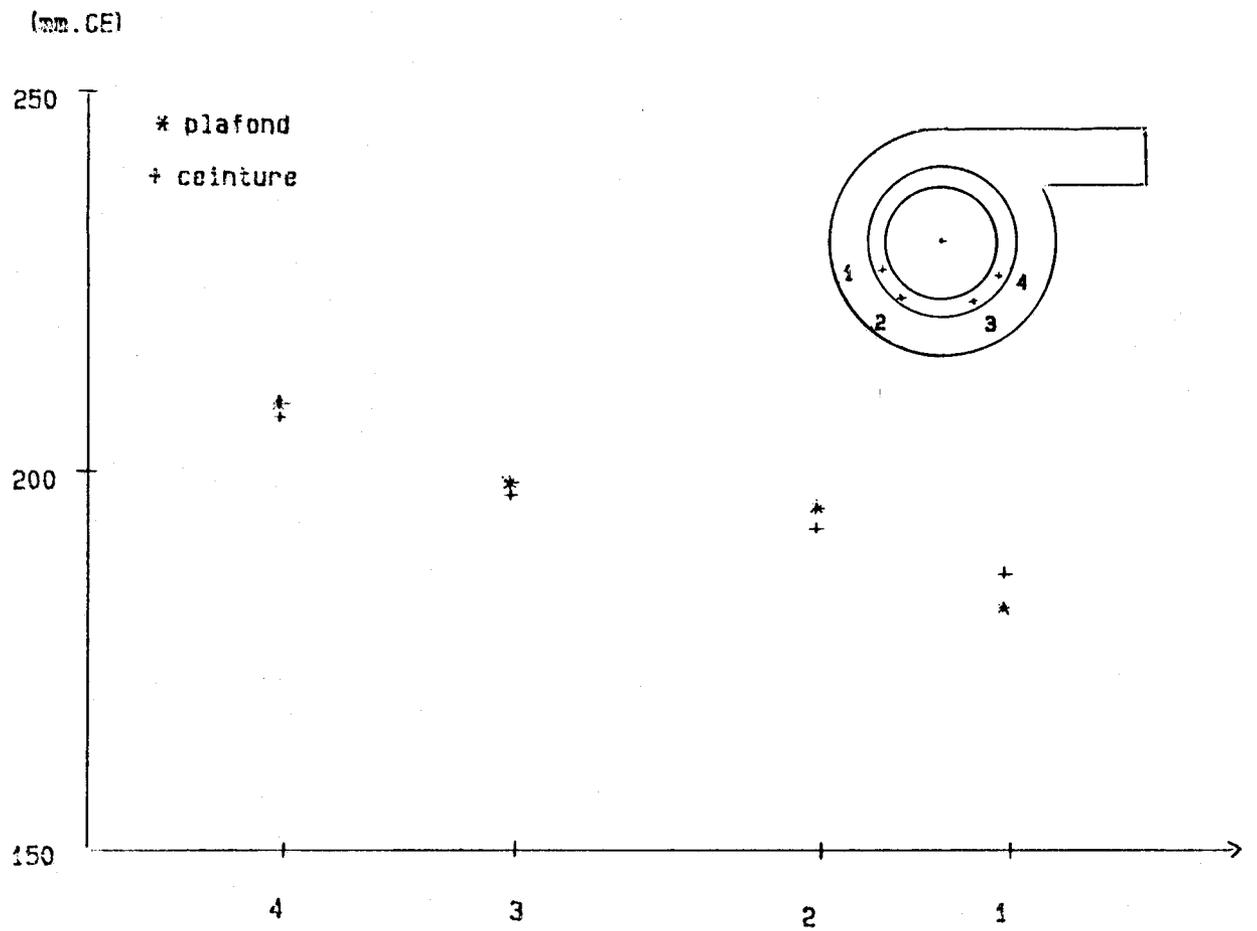


Fig 3.2



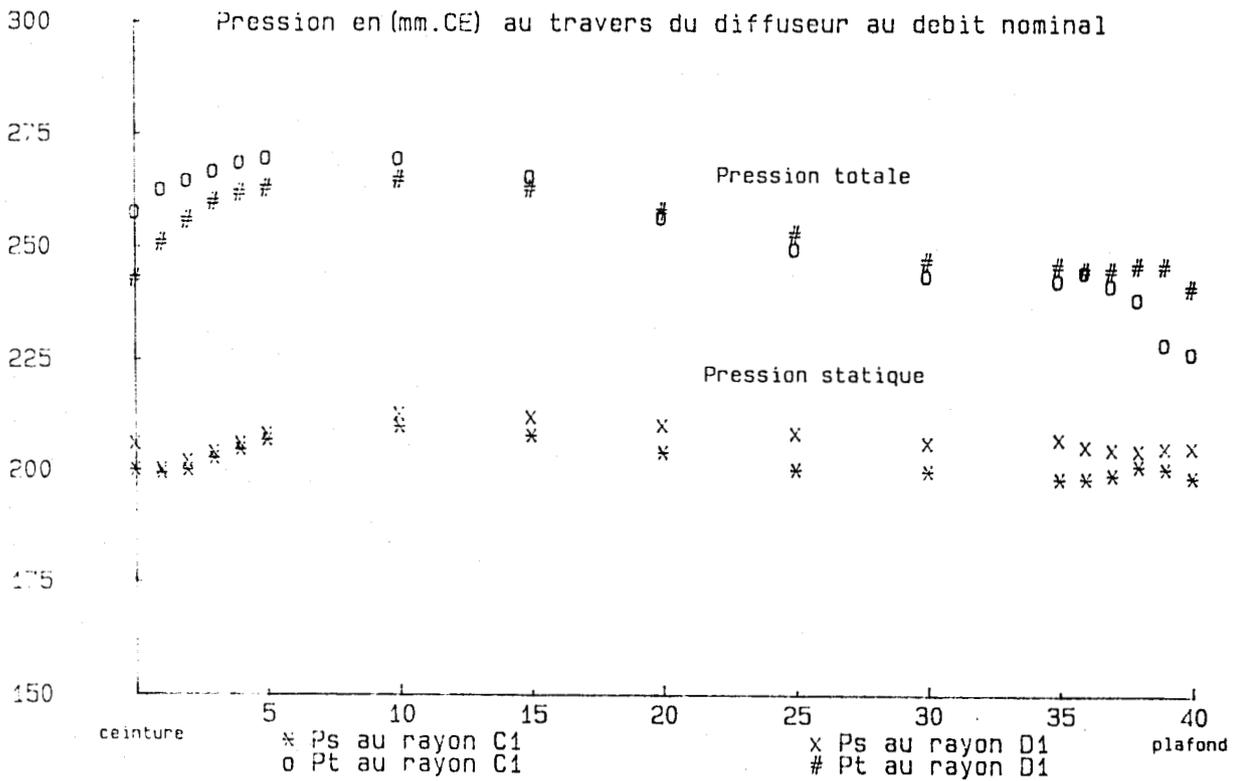
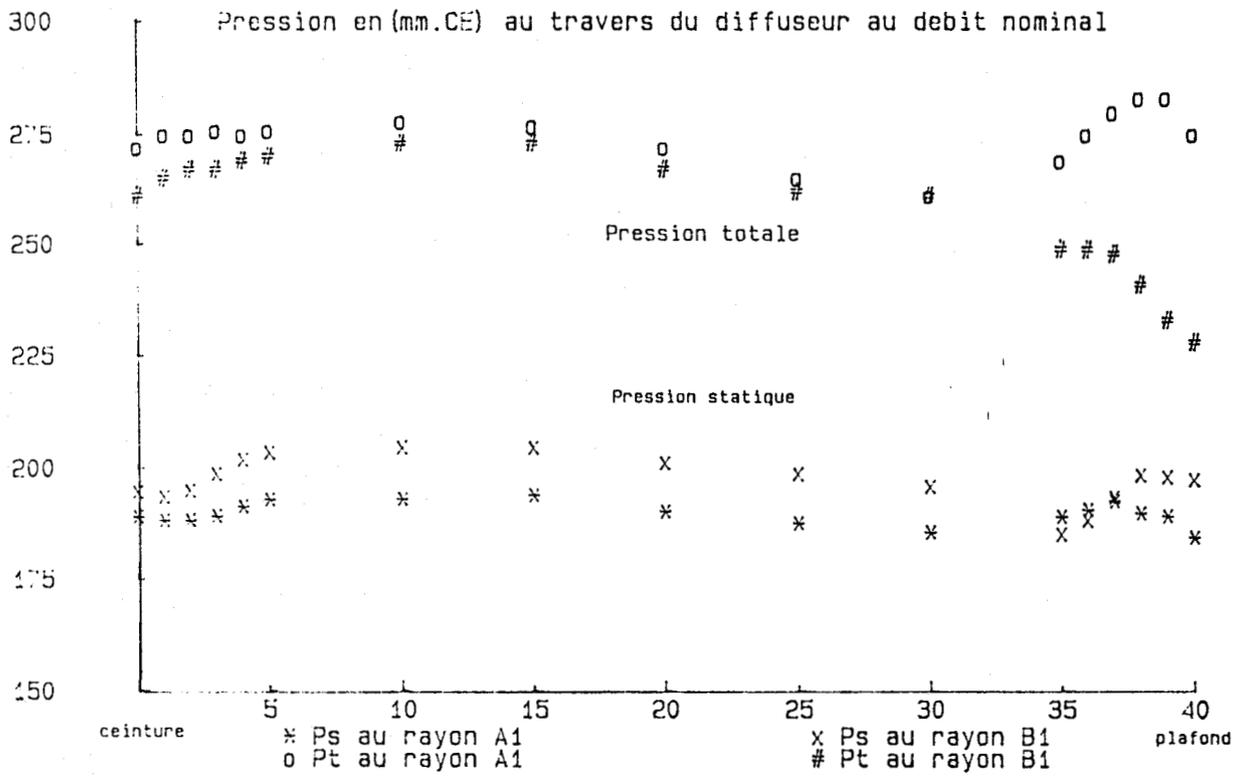
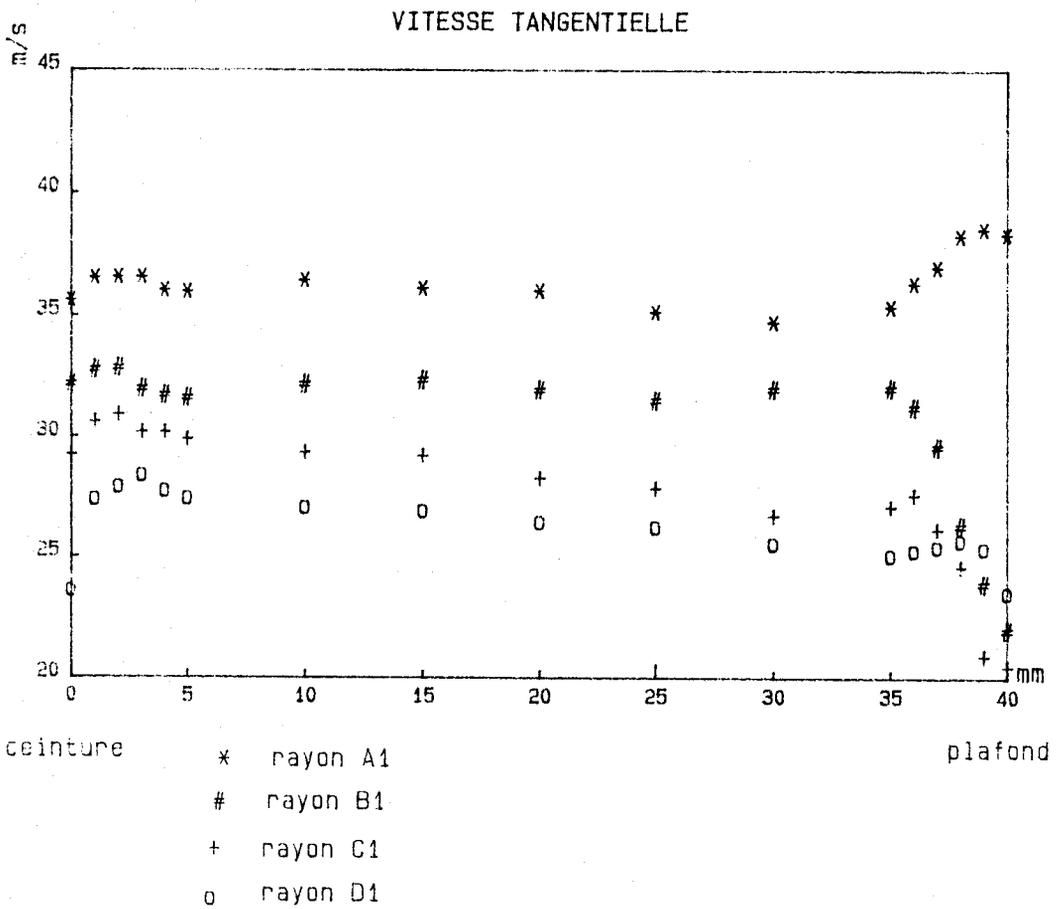
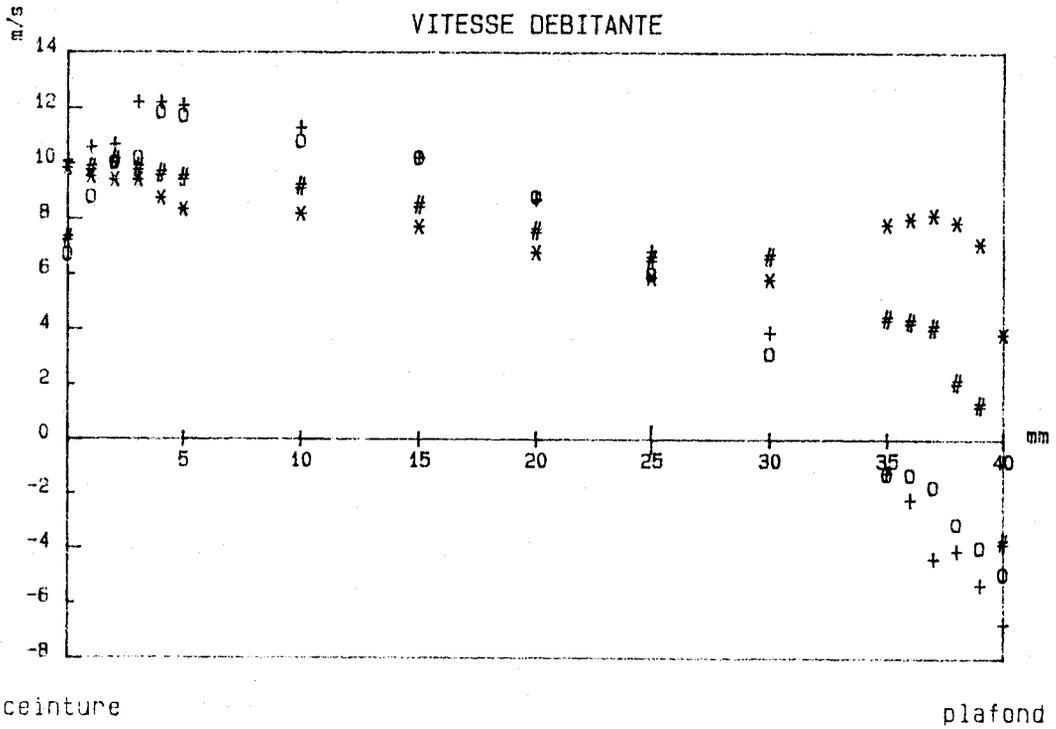


Fig 3.3



N=2500 tr/min

Fig 3.4

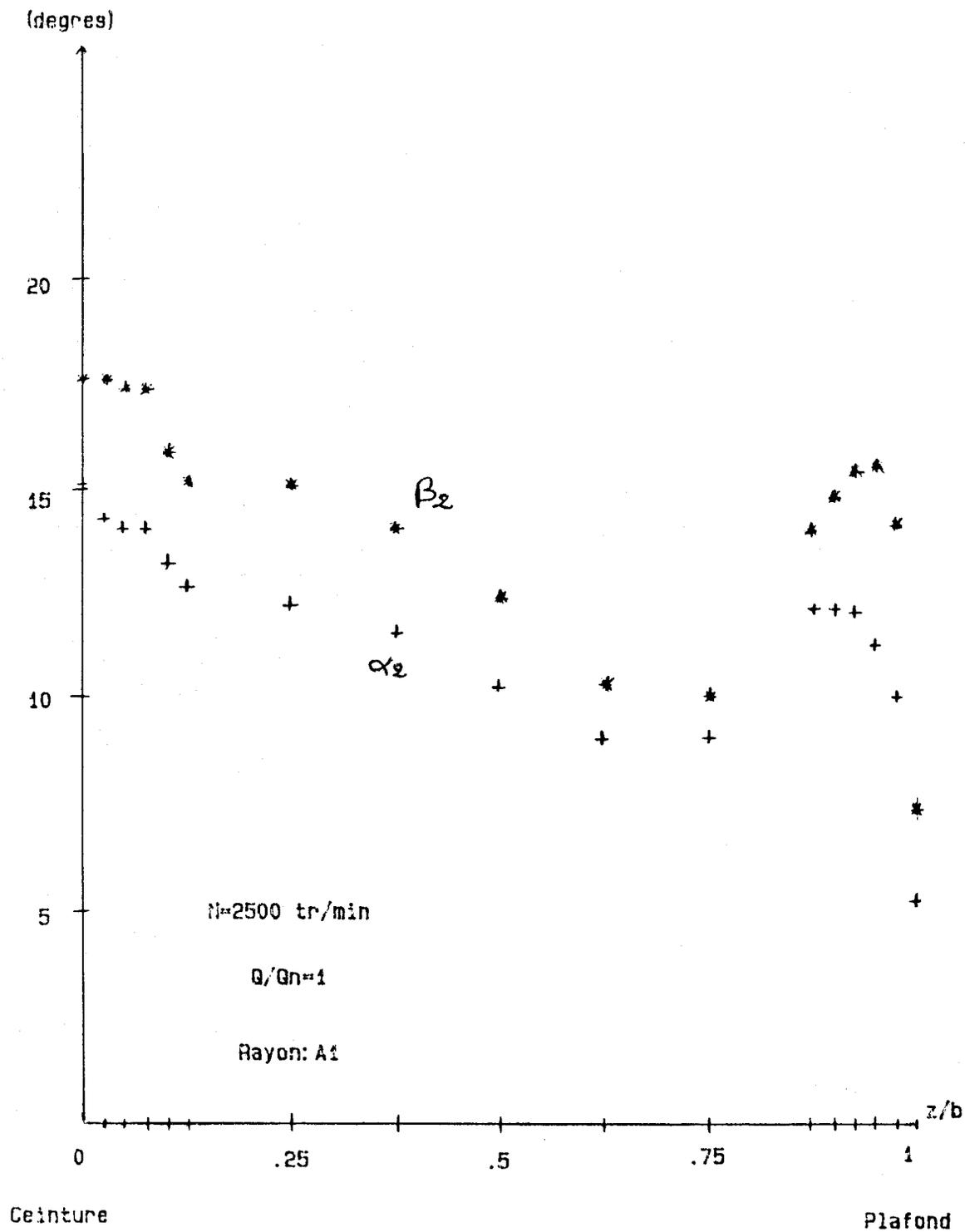
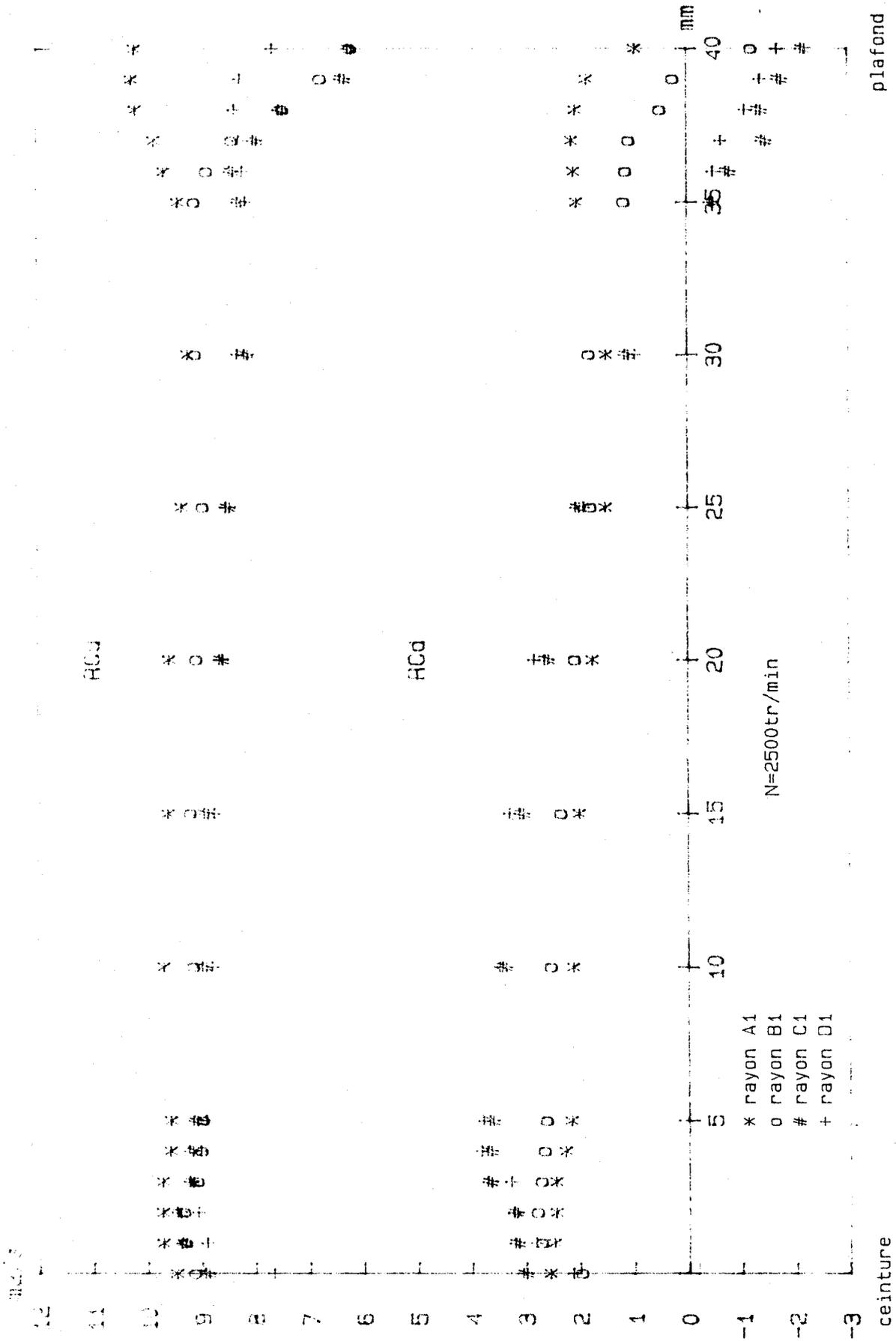


Fig 3.5

Fig 3.6



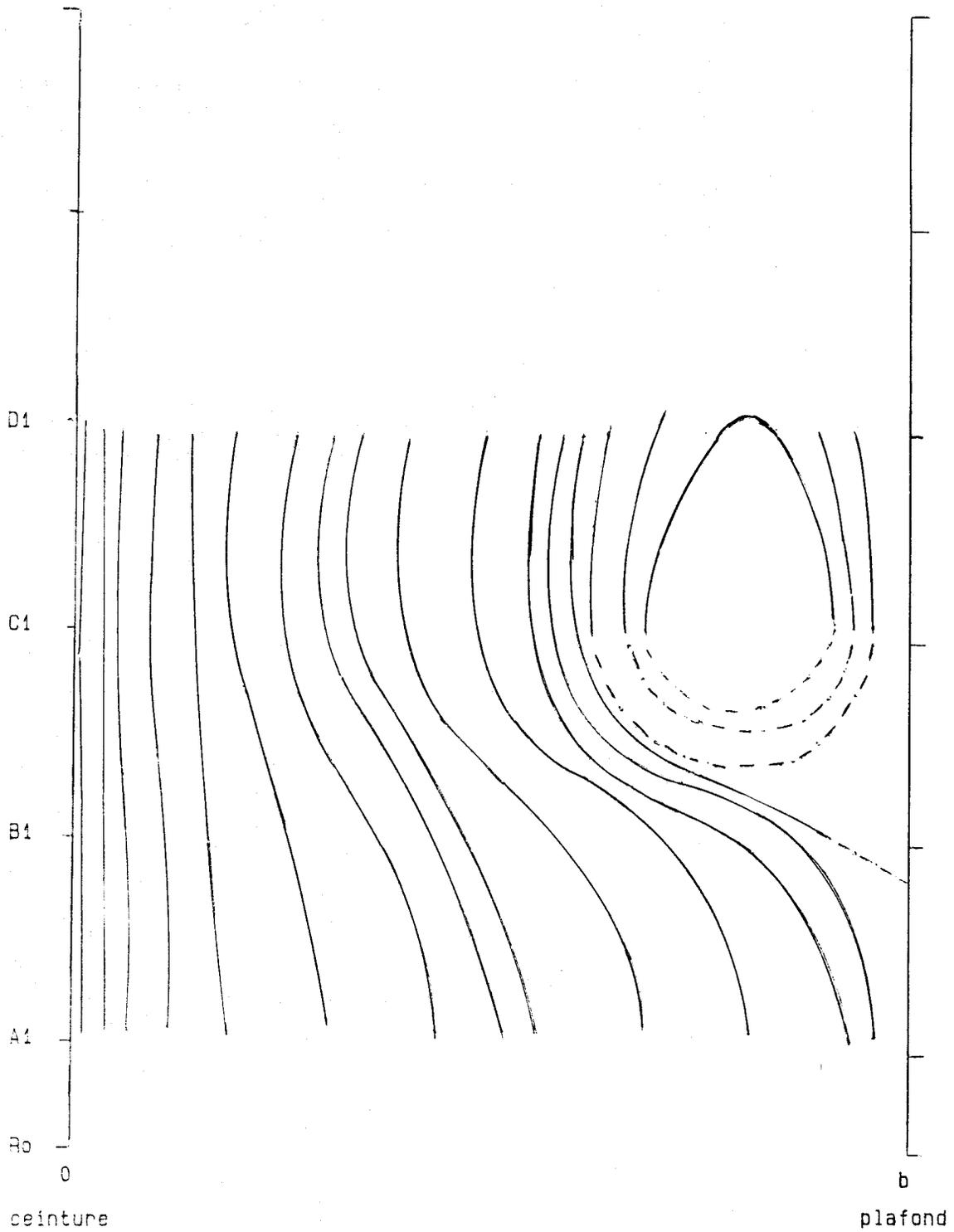


Fig 3.8

Trace des lignes de courant deduit des mesures de vitesse
 (ecoulement axisymetrique)
 (debit nominal)



Fig 3.9

N=2500 tr/min

Q/Qn=1.01

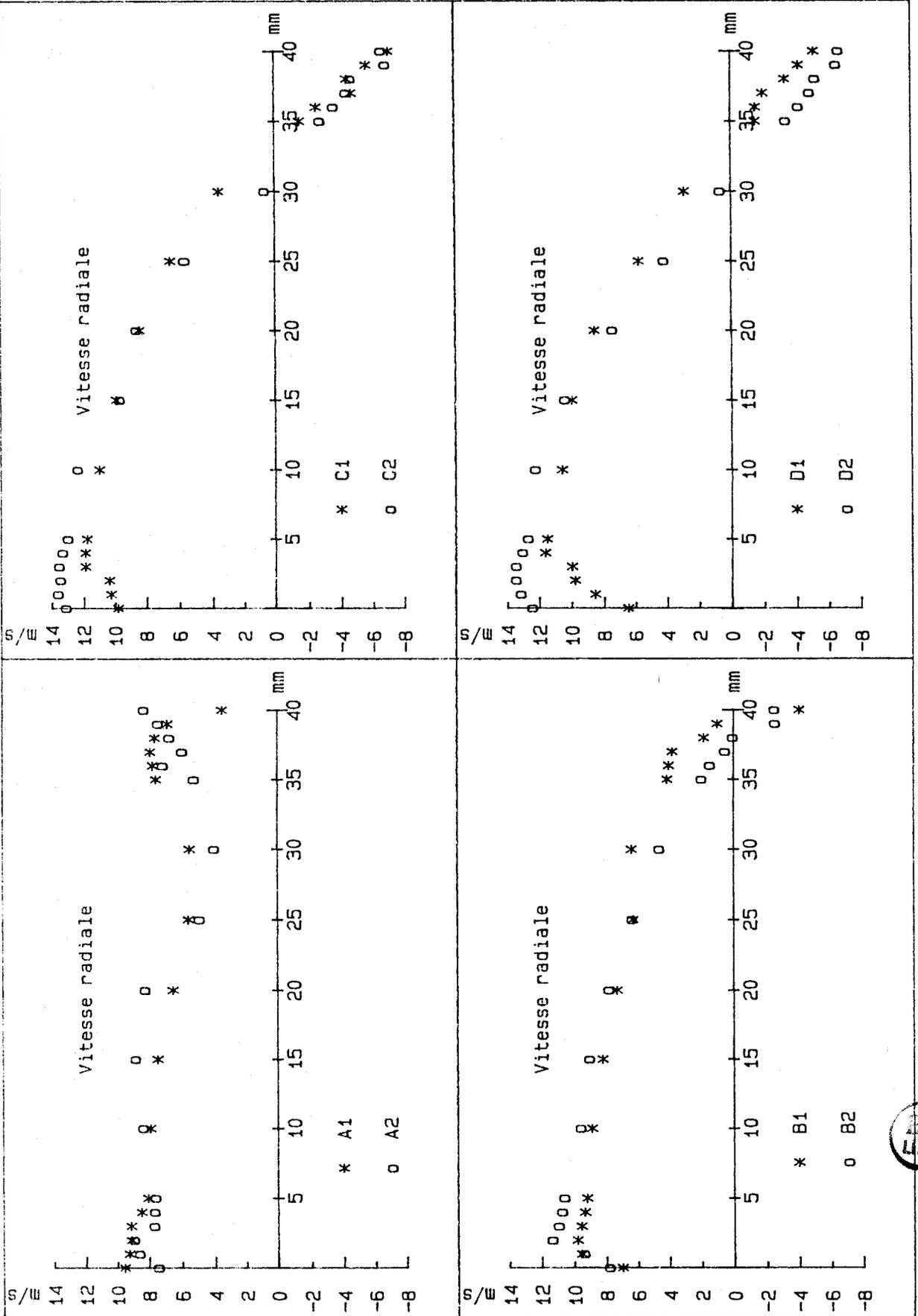


Fig 3.10

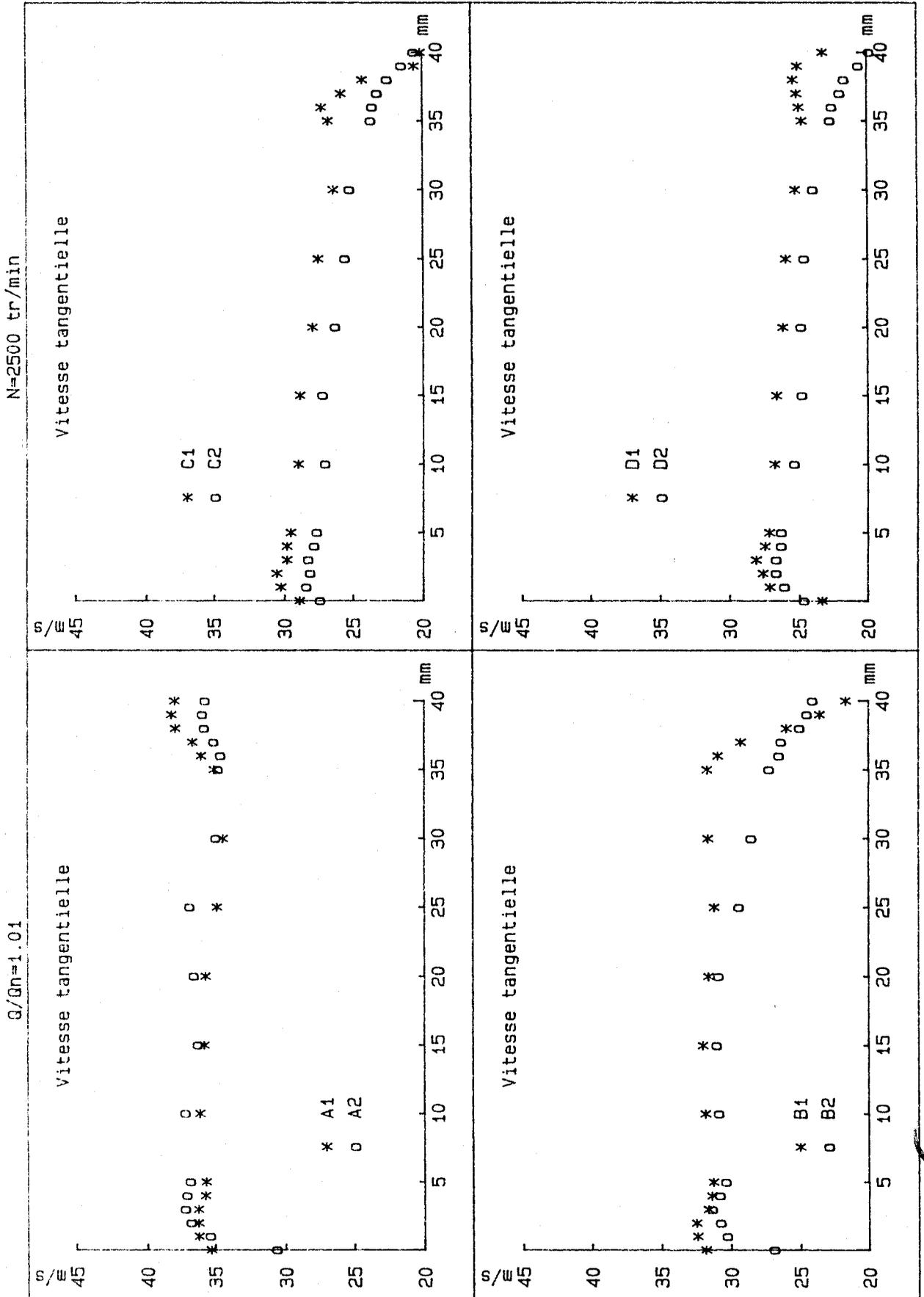


Fig 3.11

$G/G_n = 1.01$

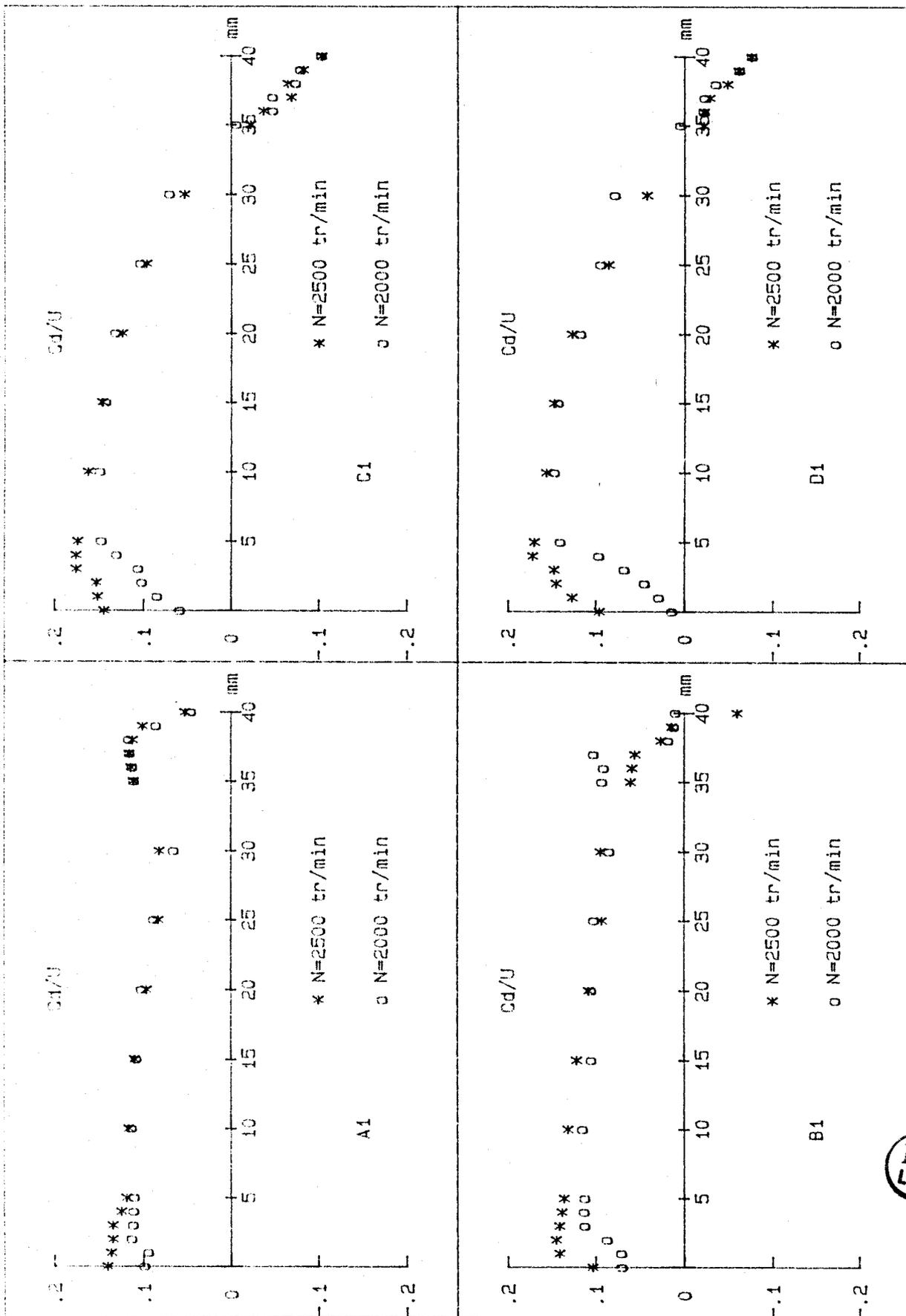


Fig 3.12

* N=2500 tr/min

o N=2000 tr/min

$\beta/\alpha_0=1.01$

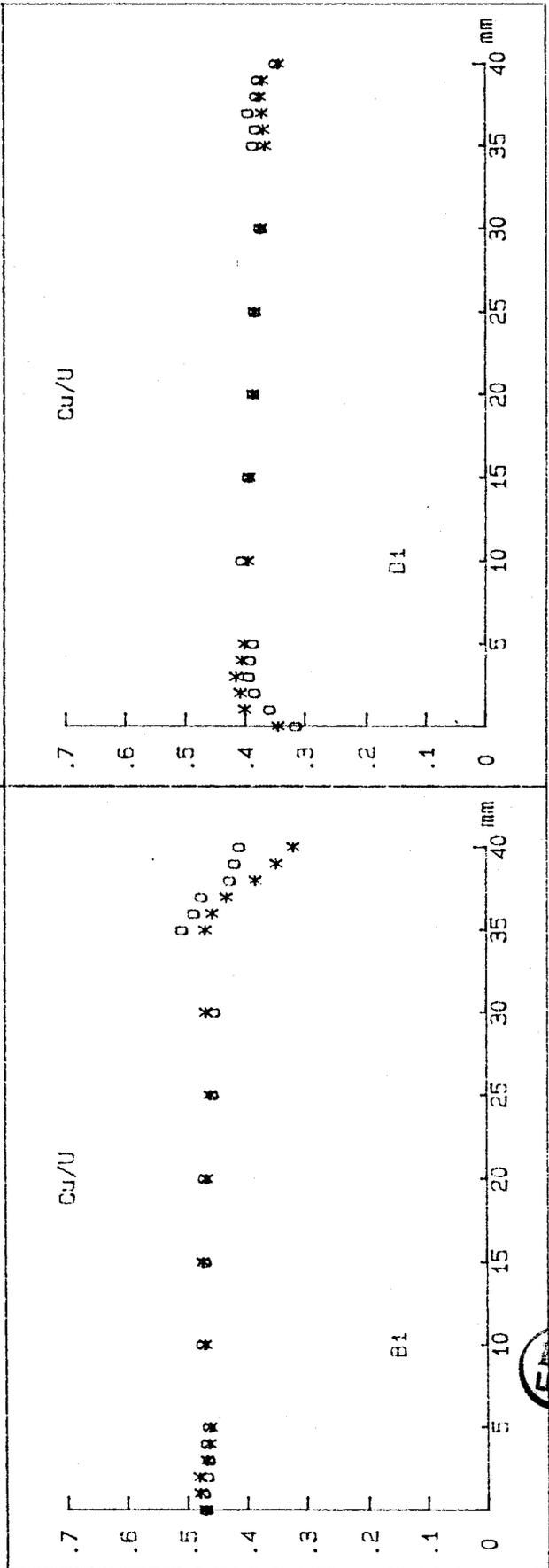
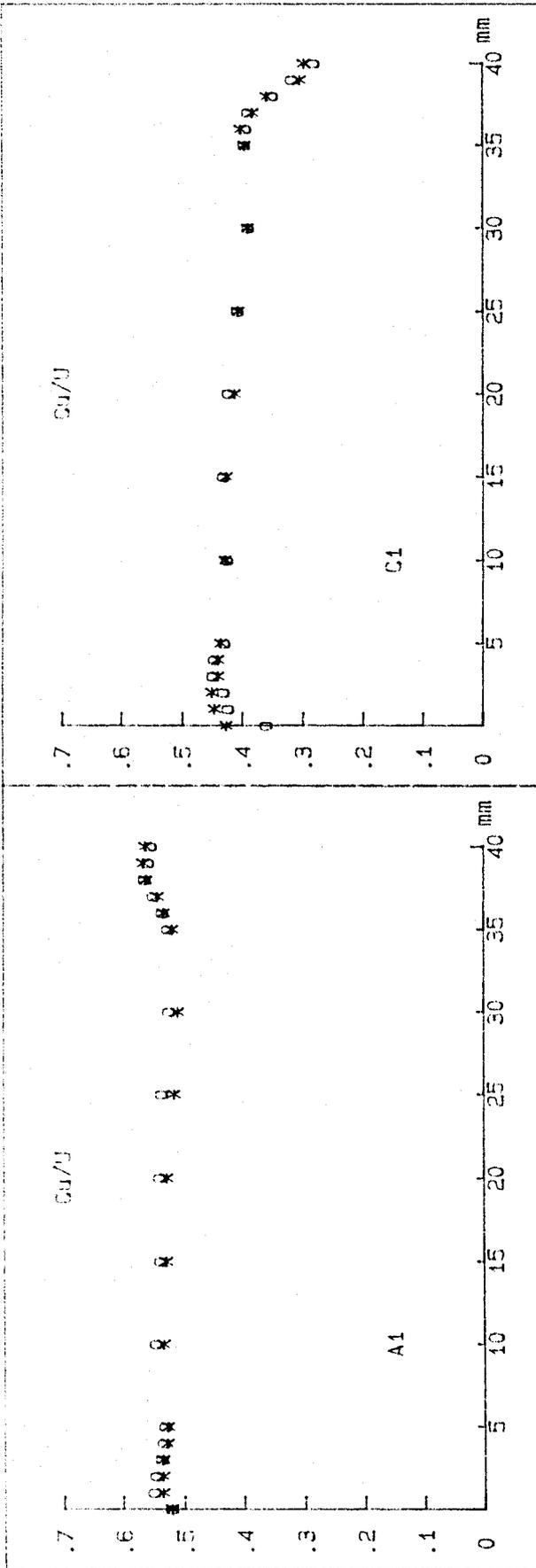
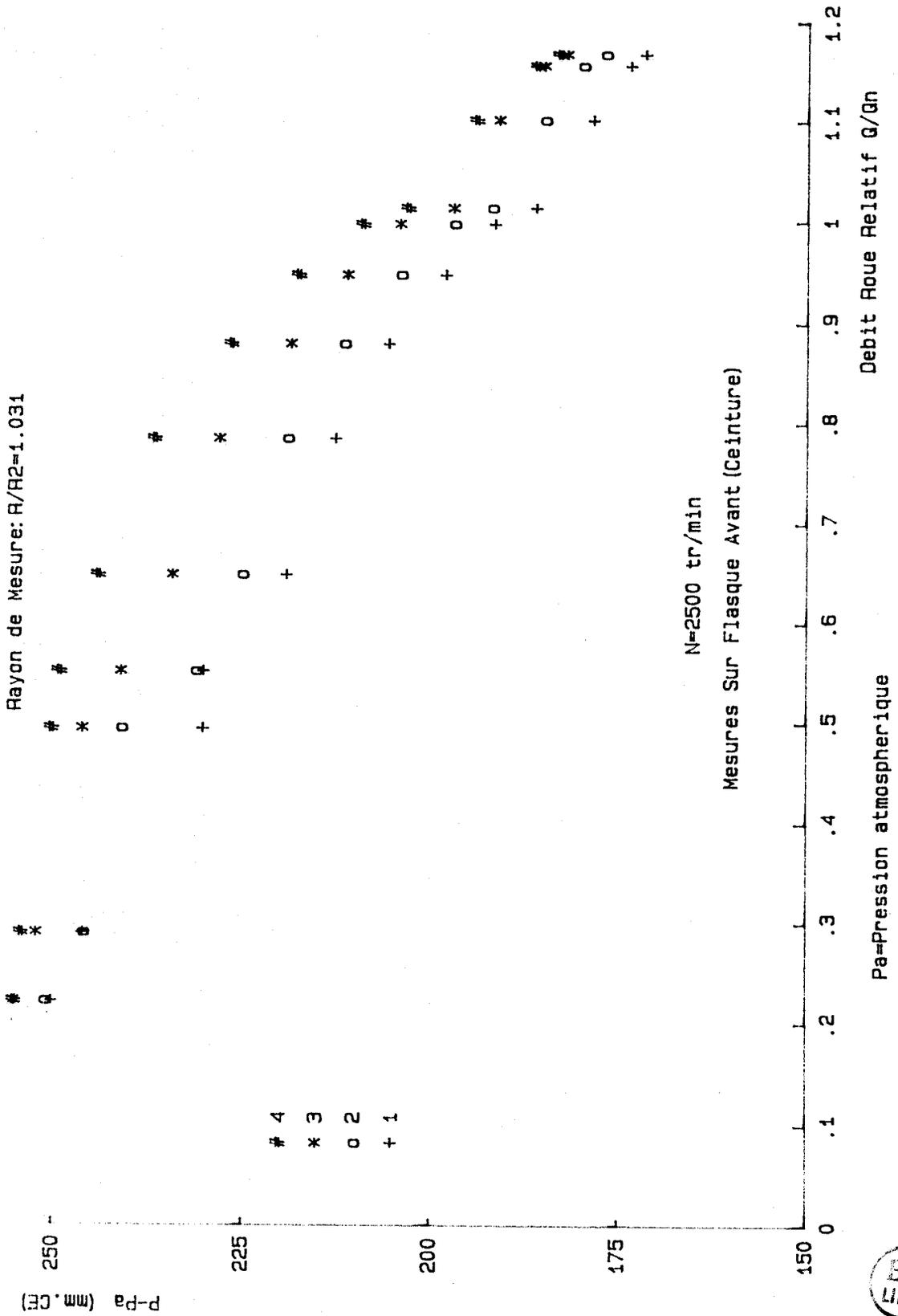


Fig 3.13

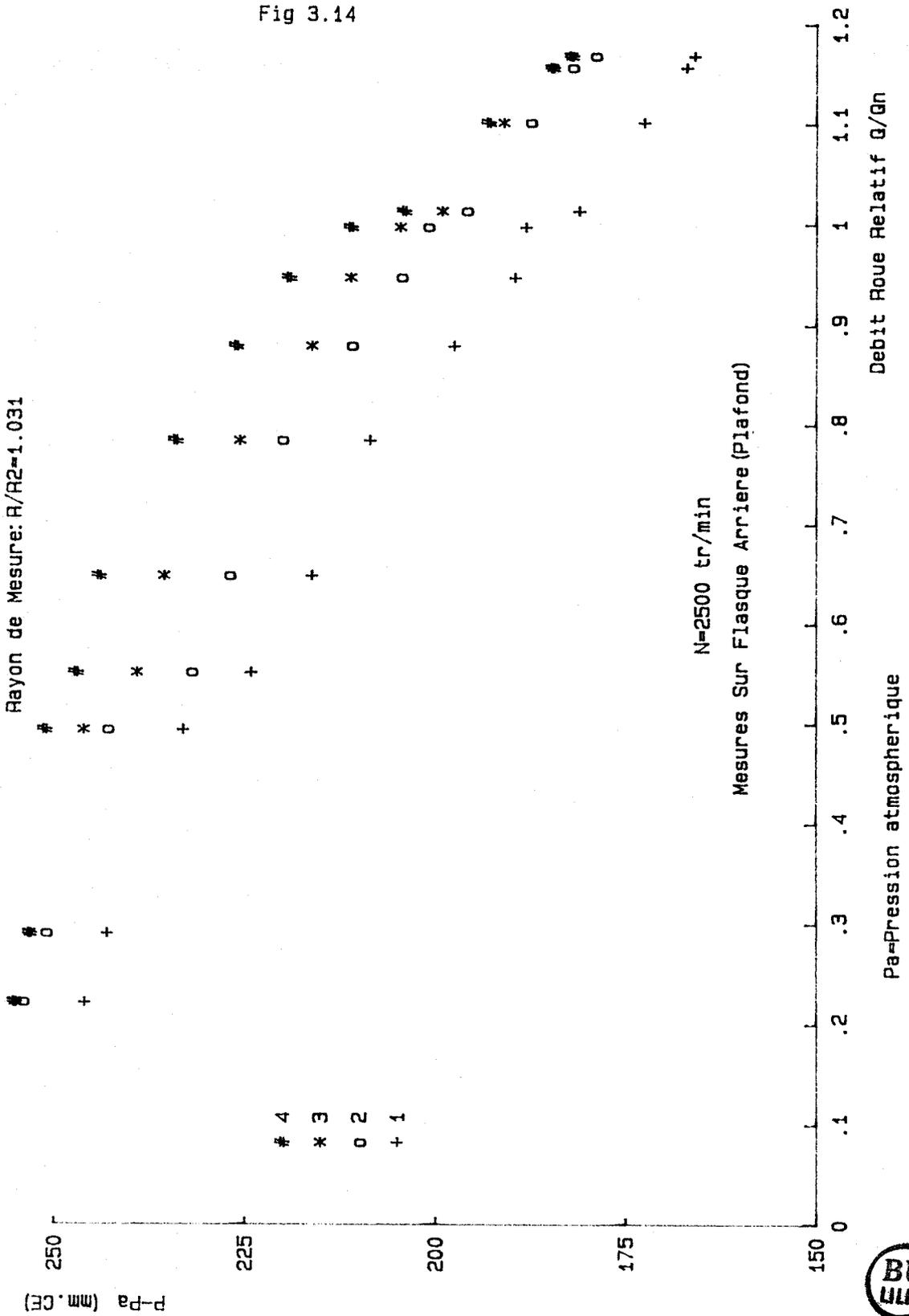
Mesures de Pression en Paroi du Diffuseur Lisse

Rayon de Mesure: R/R2=1.031



Mesures de Pression en Paroi du Diffuseur Lisse

Rayon de Mesure: R/R2=1.031



Mesures de Pression en Paroi du Diffuseur Lisse

Rayon de Mesure: R/R2=1.031

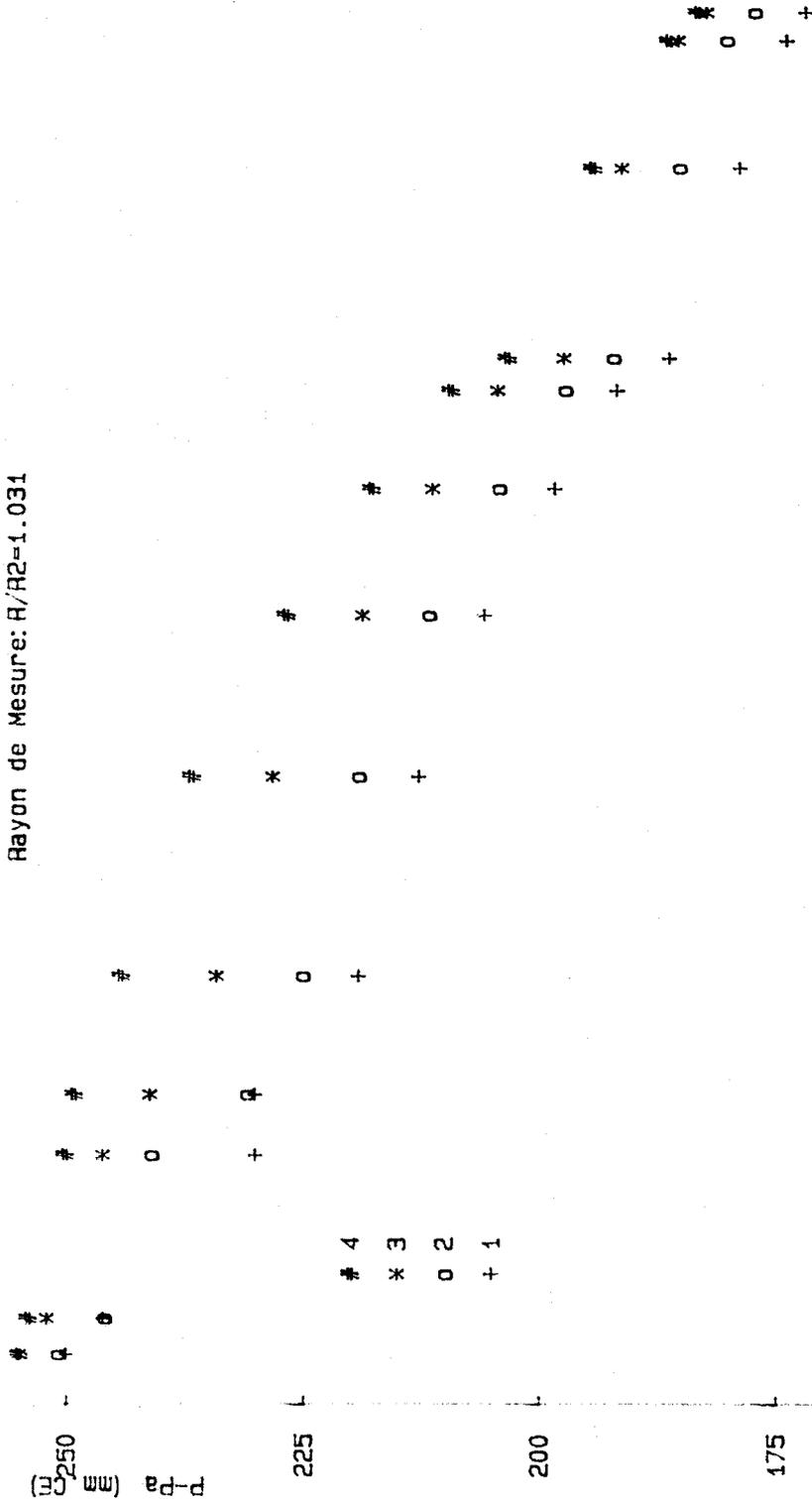


Fig 3.15

N=2500 tr/min
Mesures Sur Flasque Avant (Ceinture)

Pa=Pression atmospherique
Debit Roue Relatif Q/Qn



Mesures de Pression en Paroi du Difuseur Lisse

Rayon de Mesure: R/R2=1.031

Fig 3.16

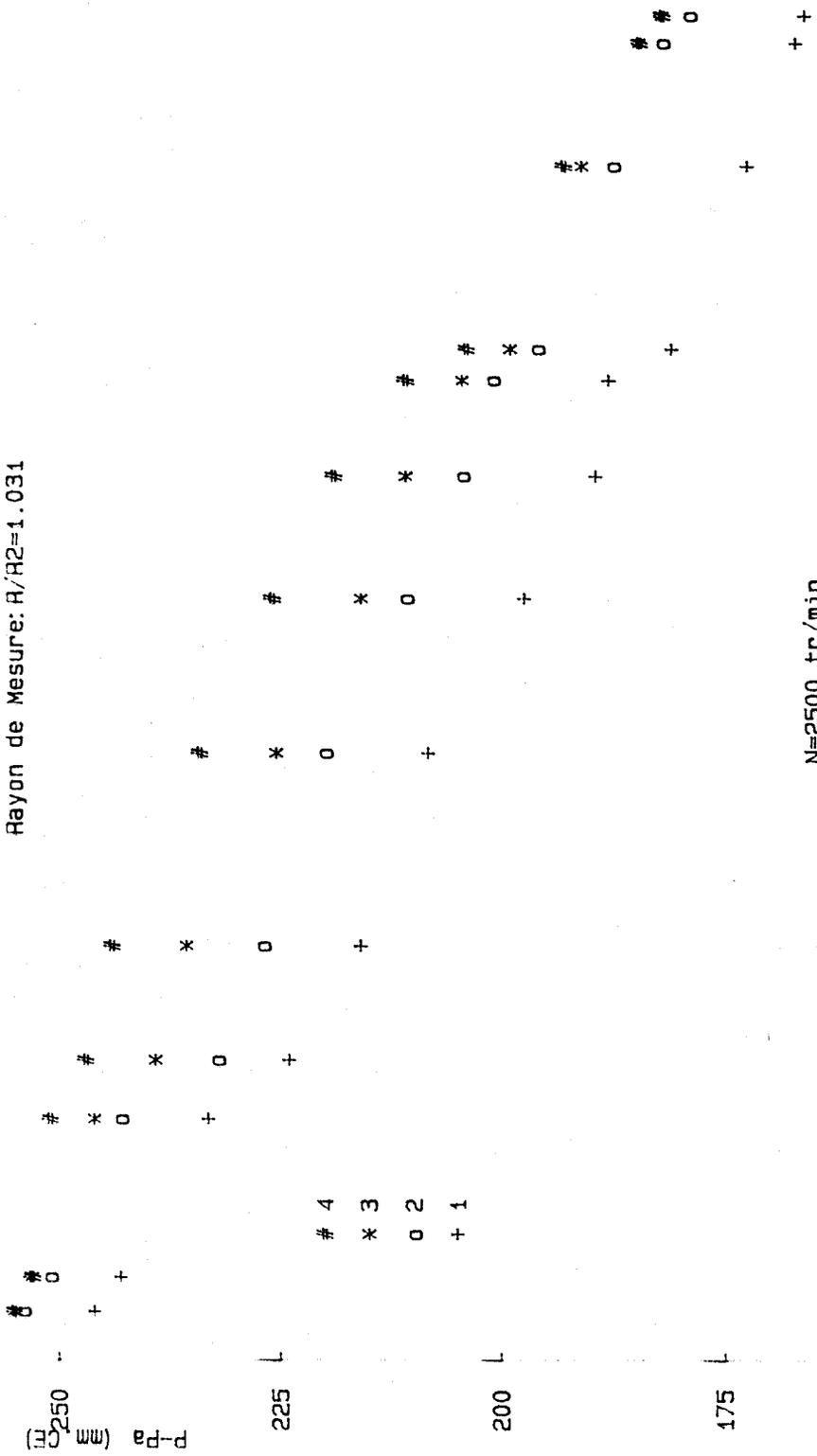
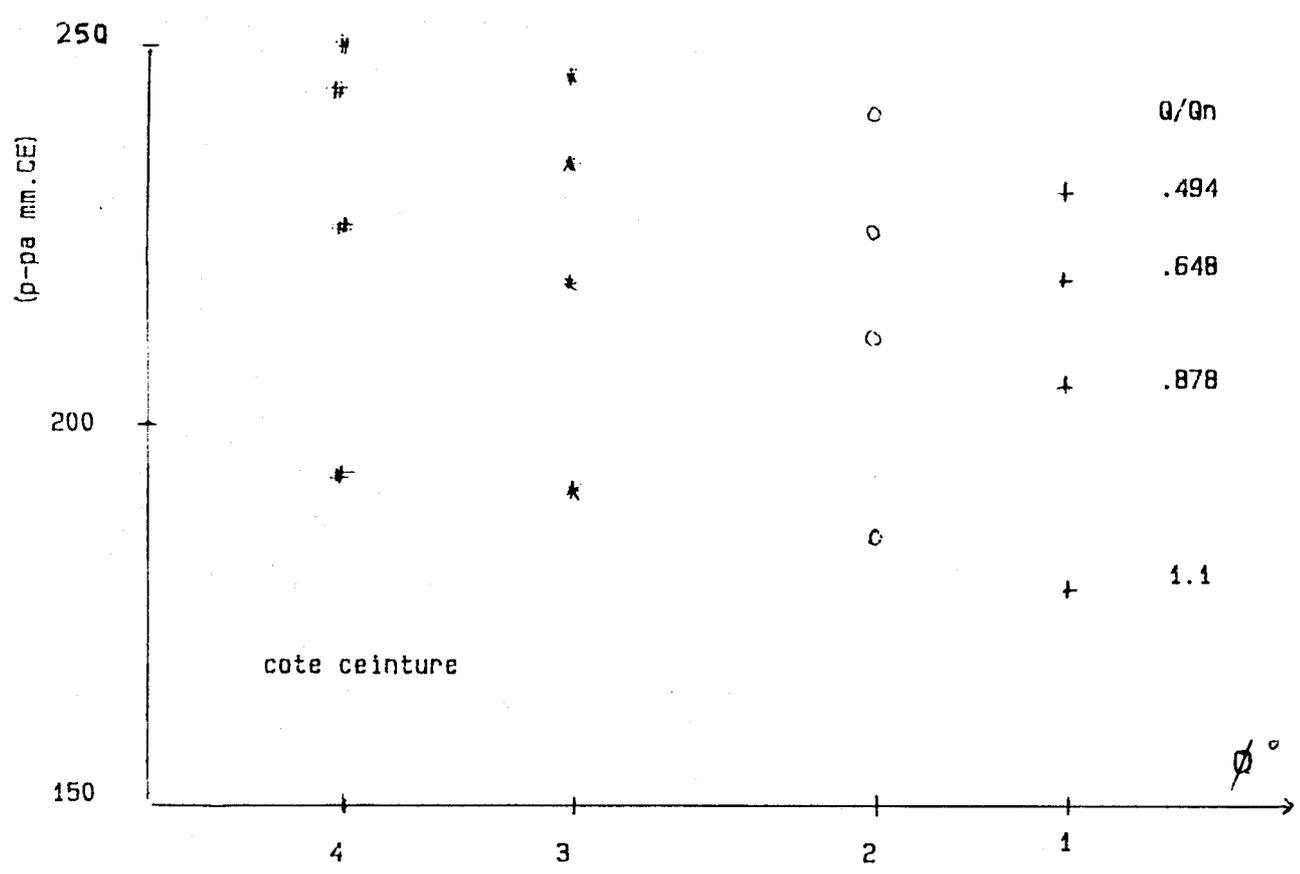


Fig 3.1F



Pa: Pression atmosferique

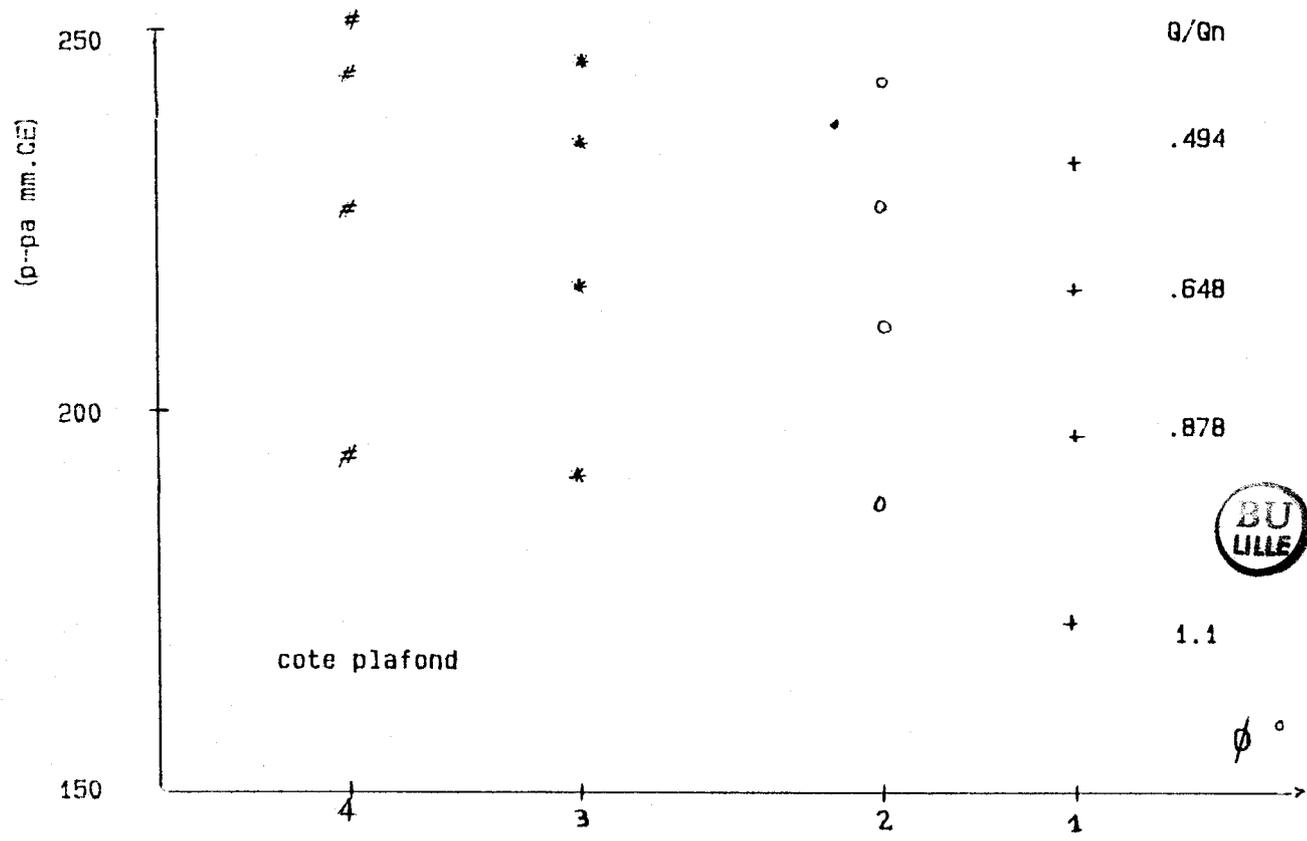
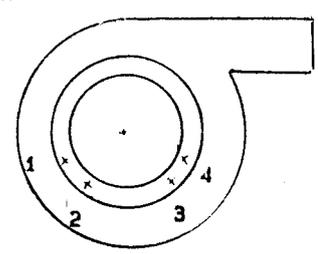


Fig 3.18

Profils de pression statique en (mm.CE)

rayon A1
N=2500tr/min

Pa: pression atmospherique

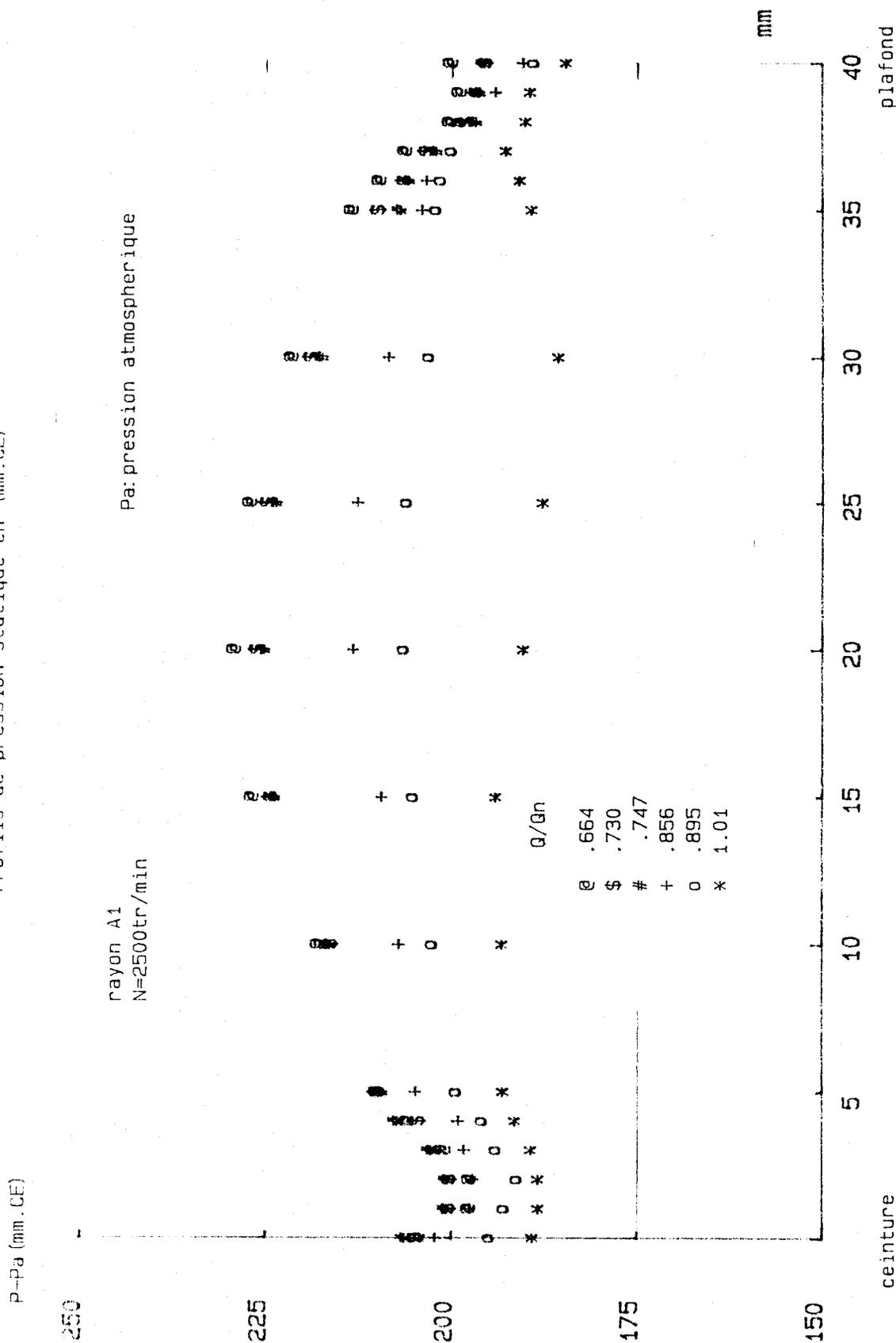
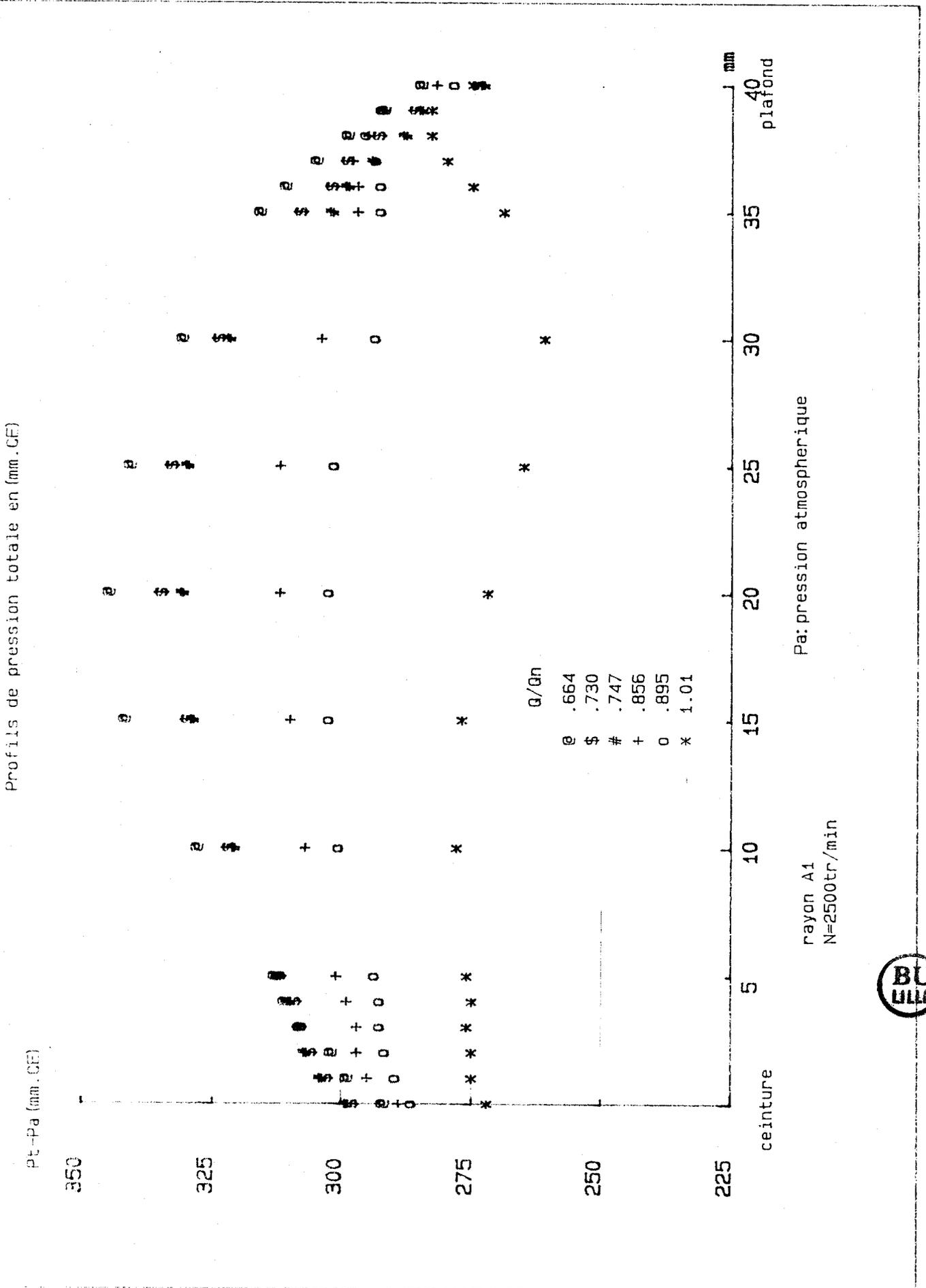


Fig 3.19



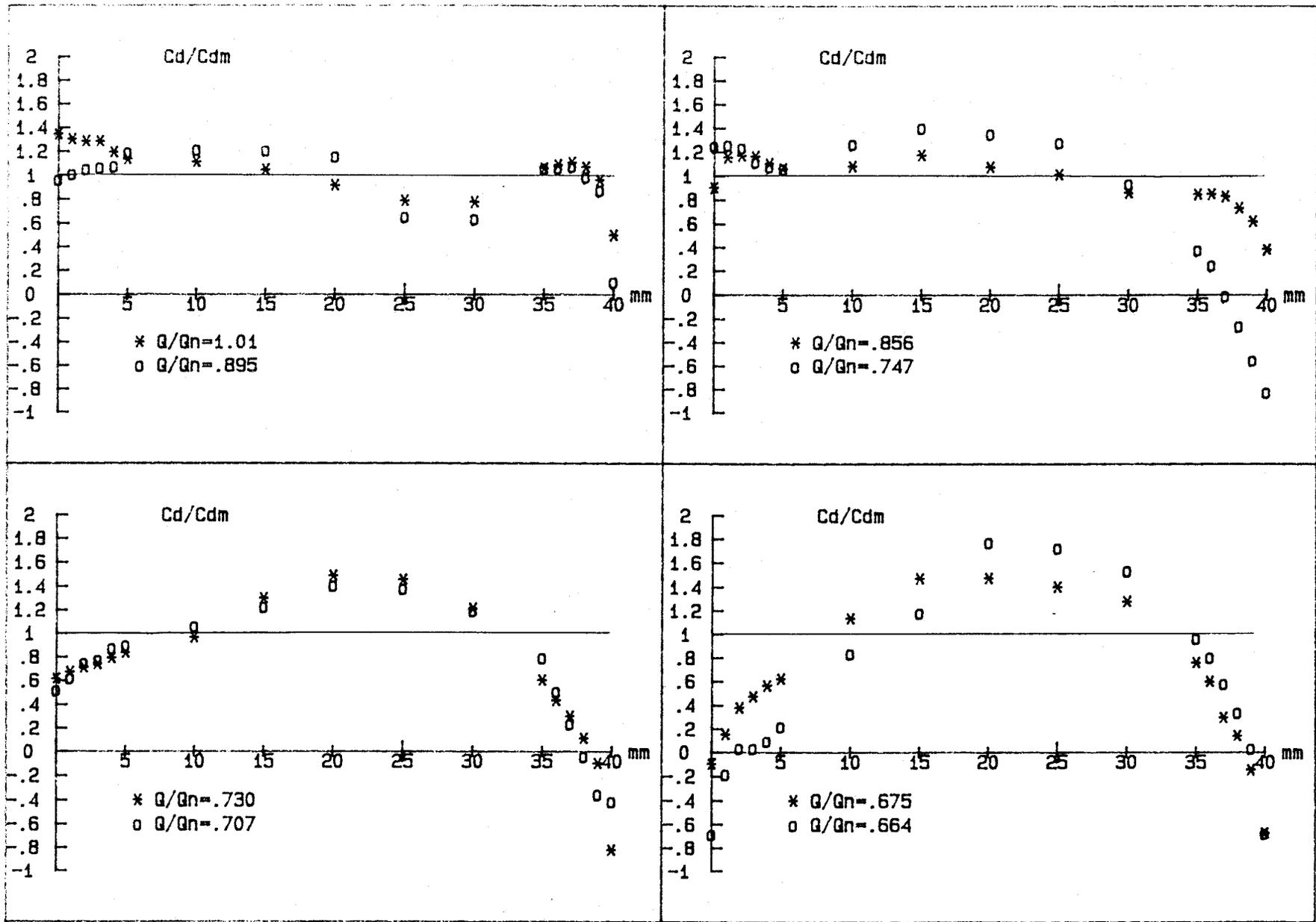


Fig. 3.20



Fig 3.21

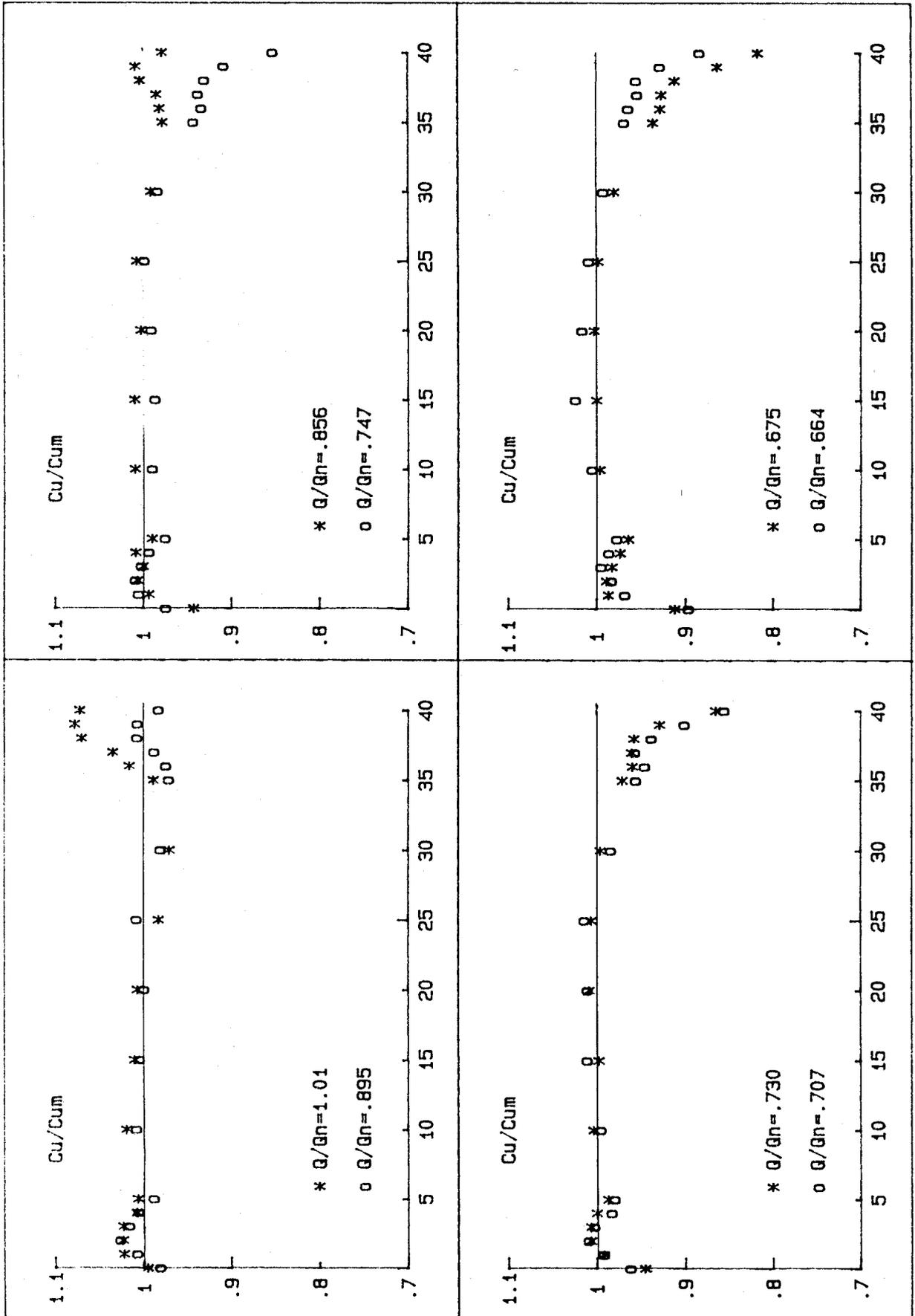


Fig 3.22

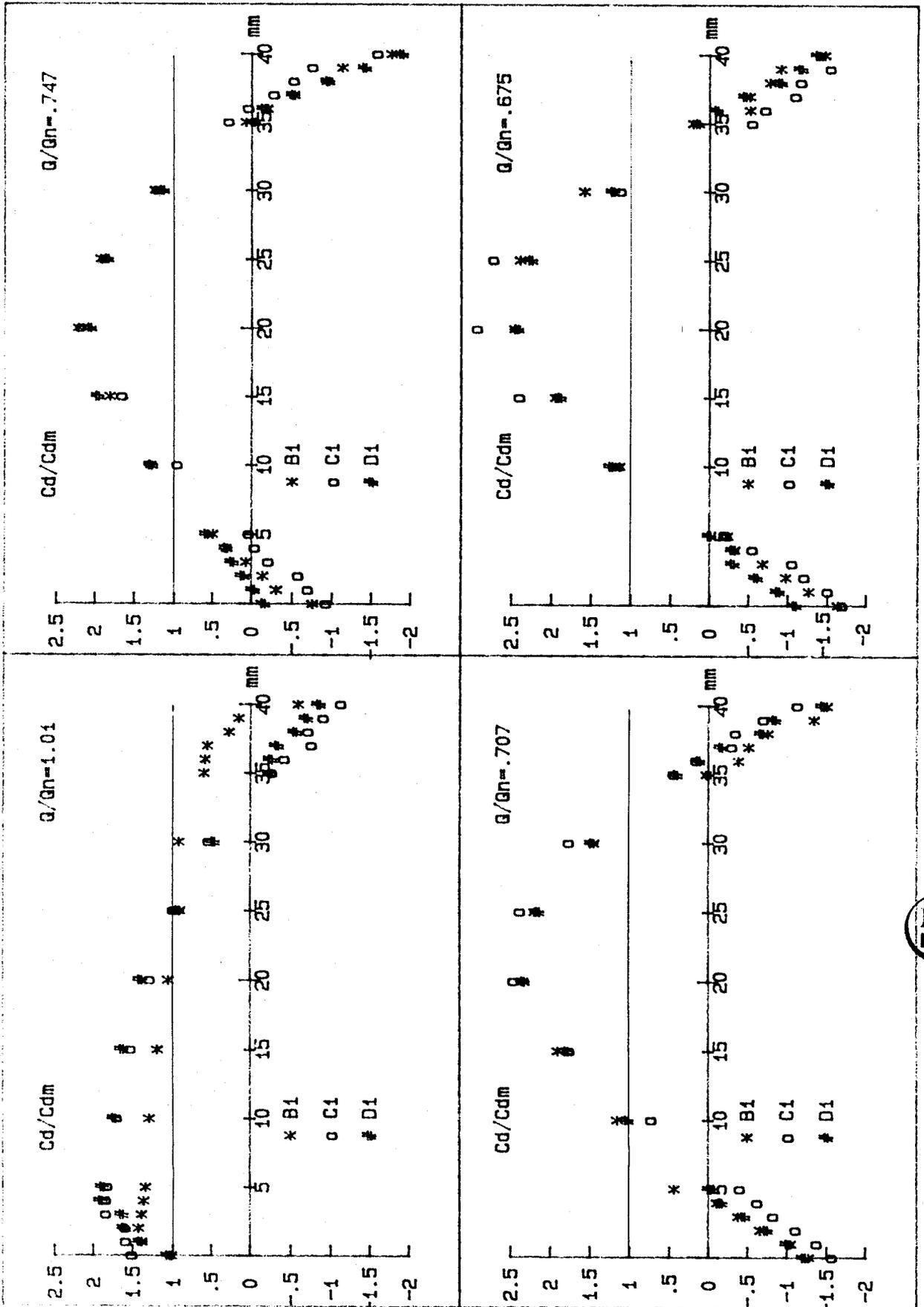
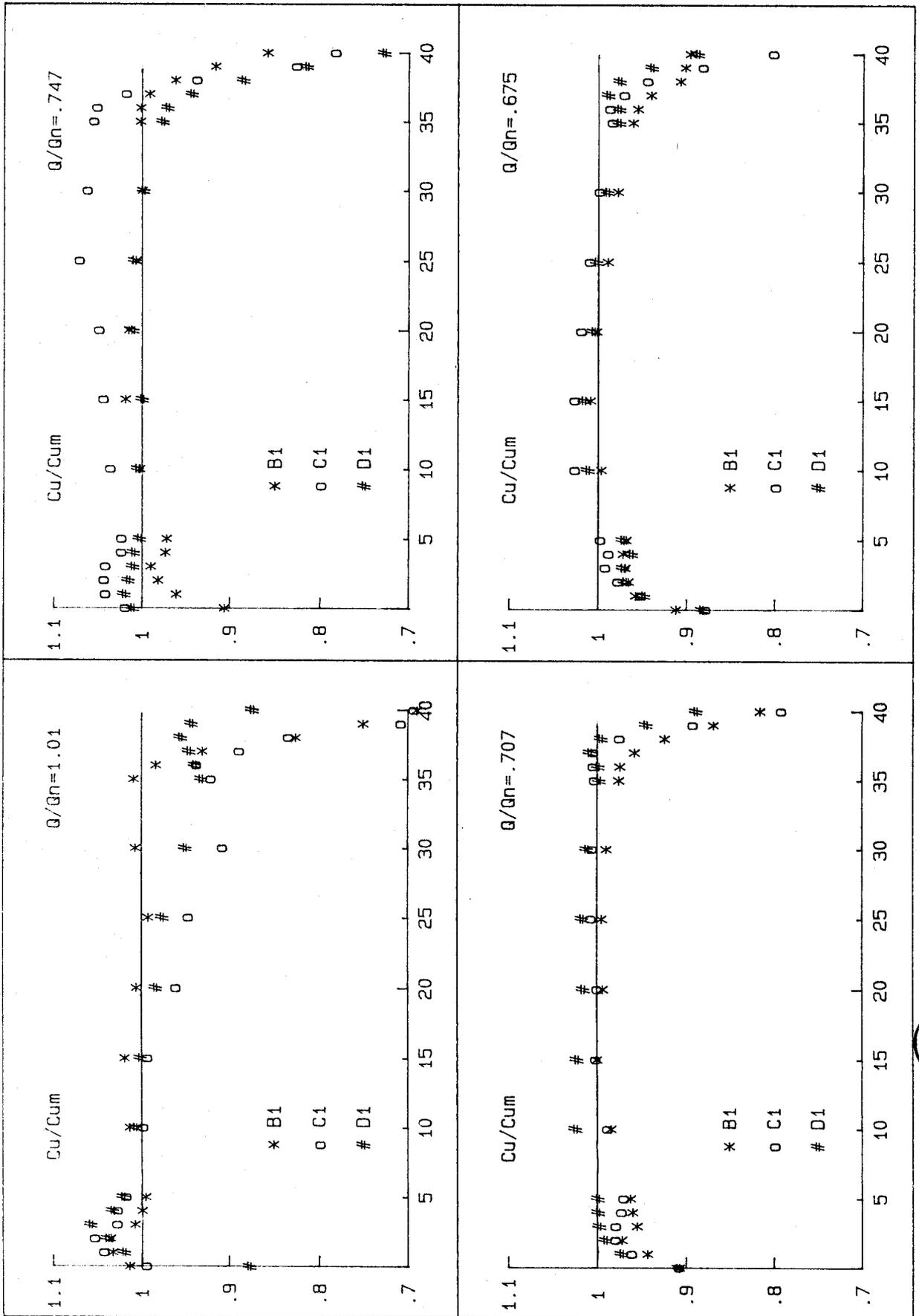


Fig 3.23

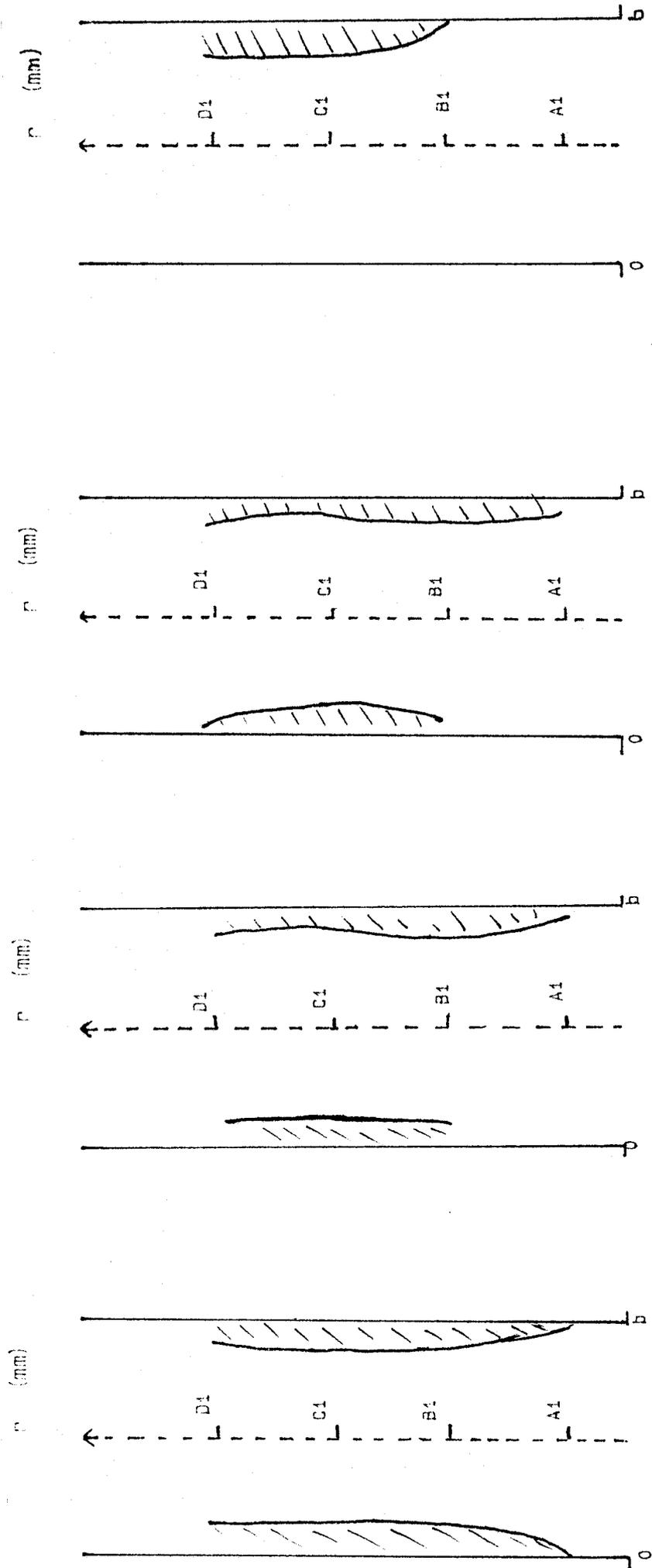


$Q/Q_n = 1.675$

$Q/Q_n = 1.707$

$Q/Q_n = 1.747$

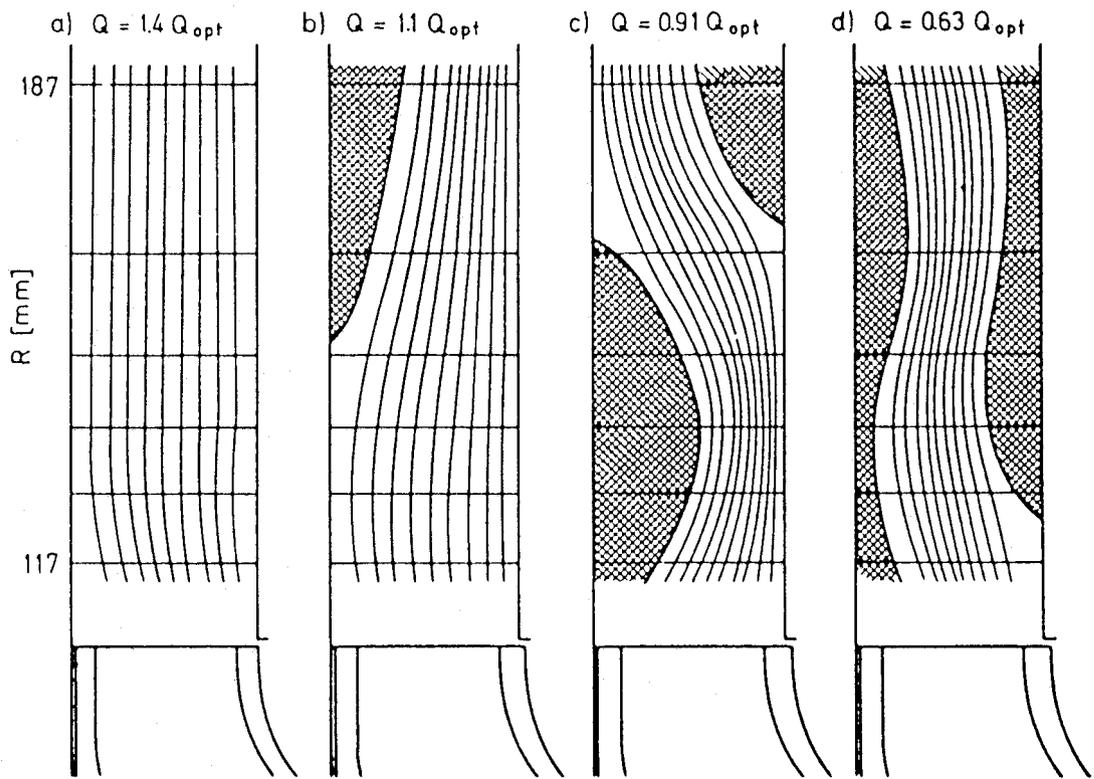
$Q/Q_n = 1.811$



Bilan experimental



Fig. 3.24



Experimental Results

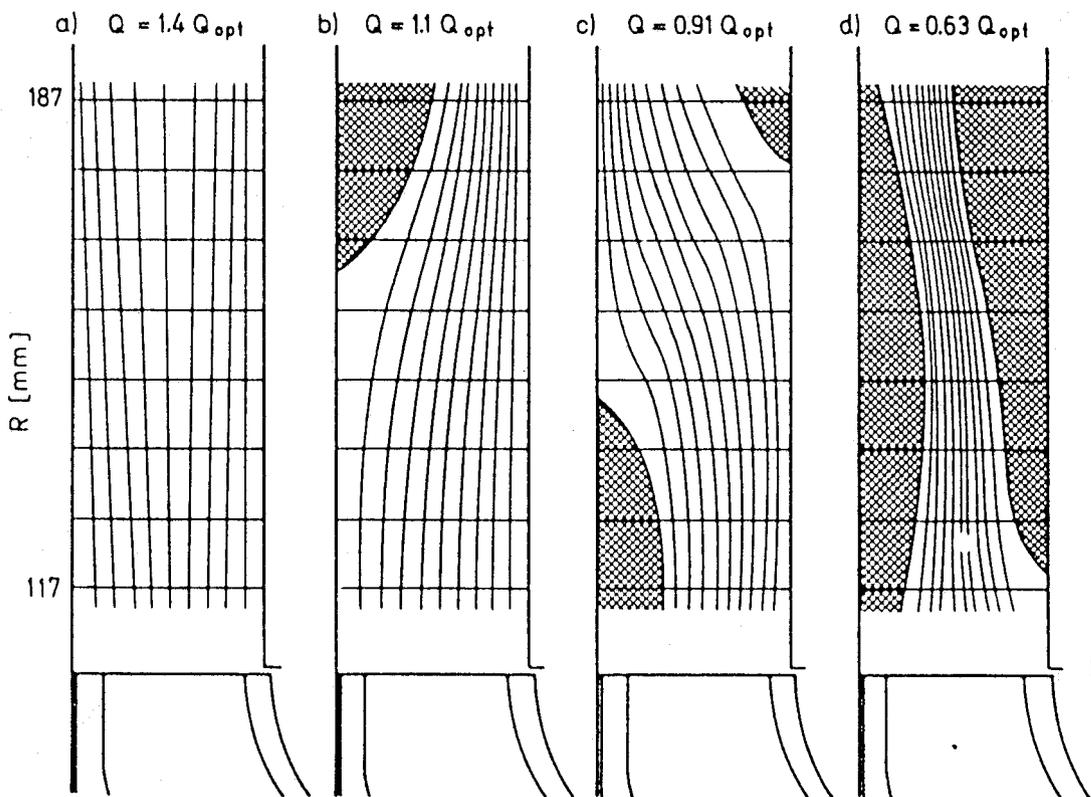
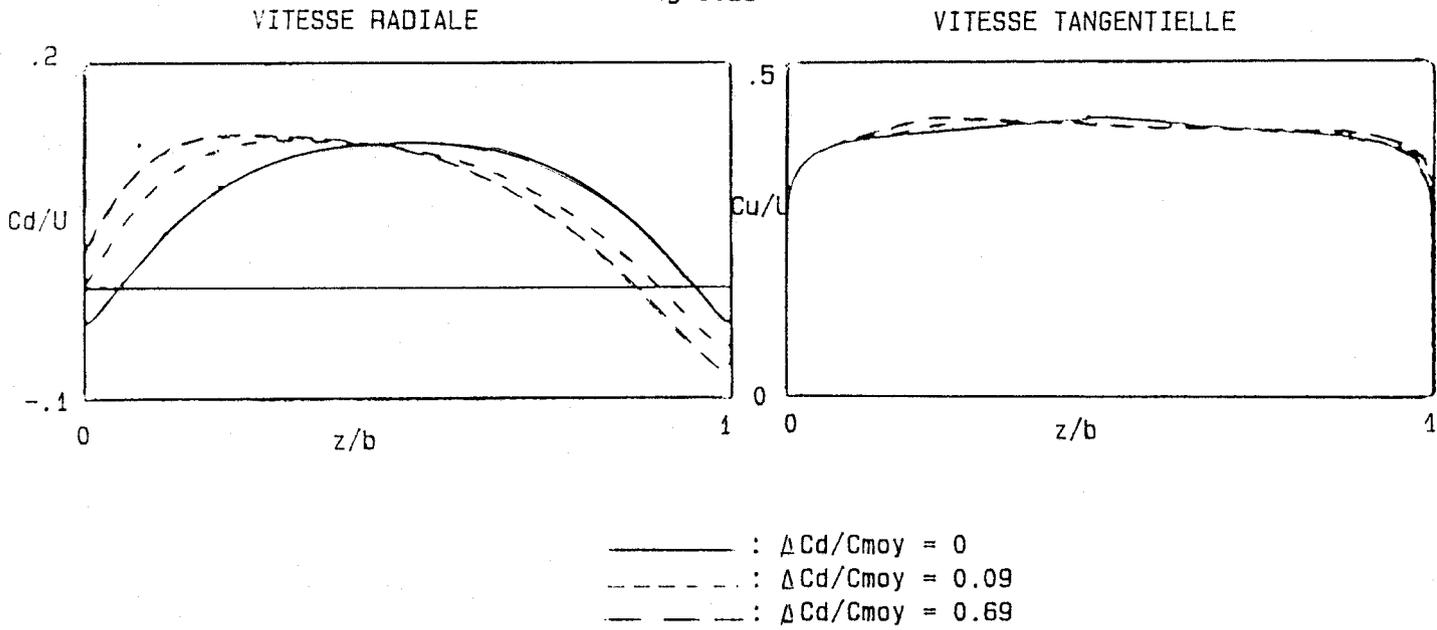


Fig. 3.25

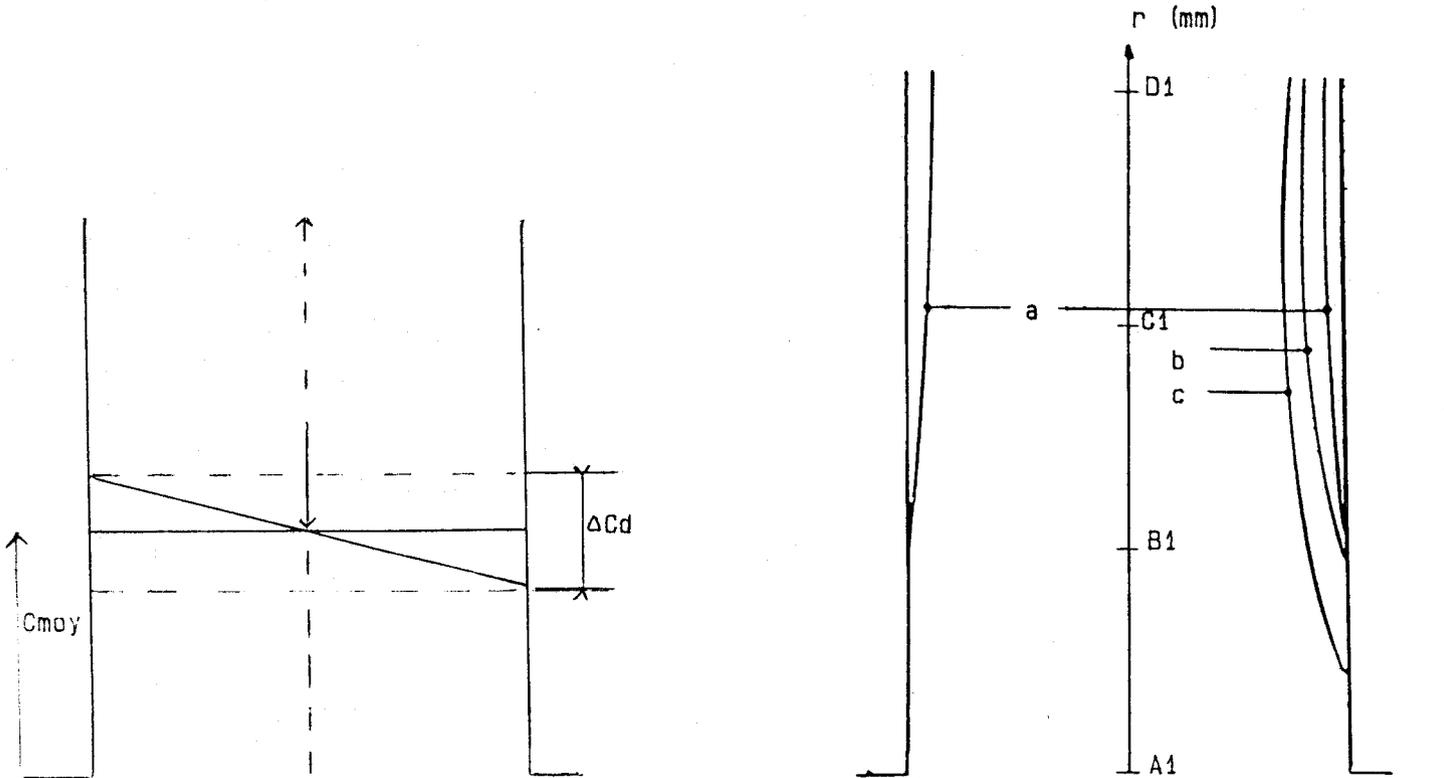
Meridional flow pattern from calculation

Fig 3.26



Vitesses au rayon D1

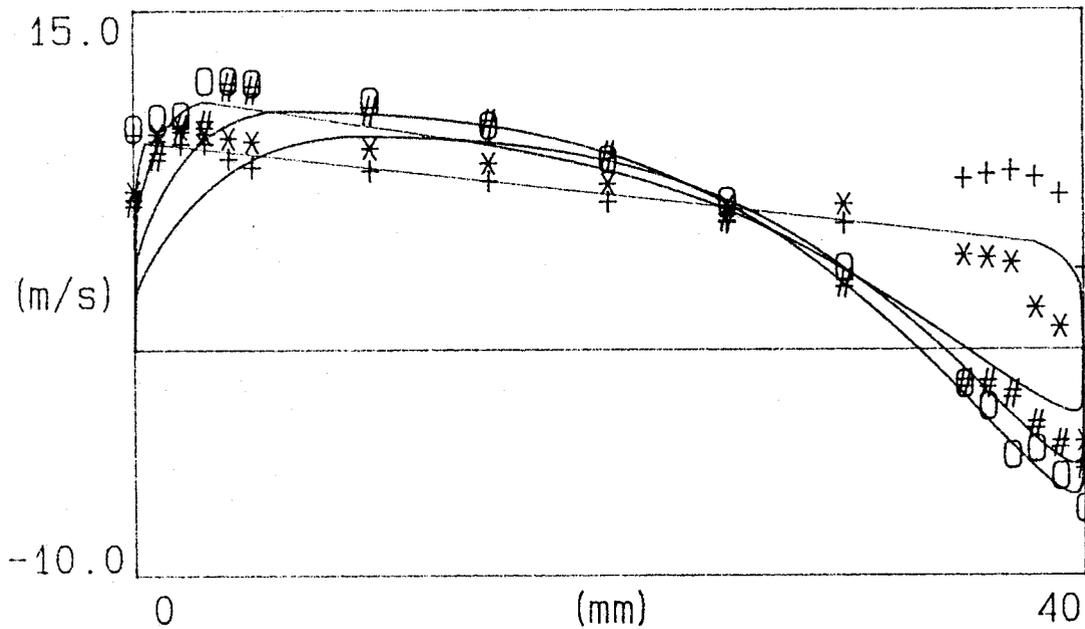
Influence du gradient de vitesse a l'entree du diffuseur
 sur le profil de vitesse calcule au rayon D1



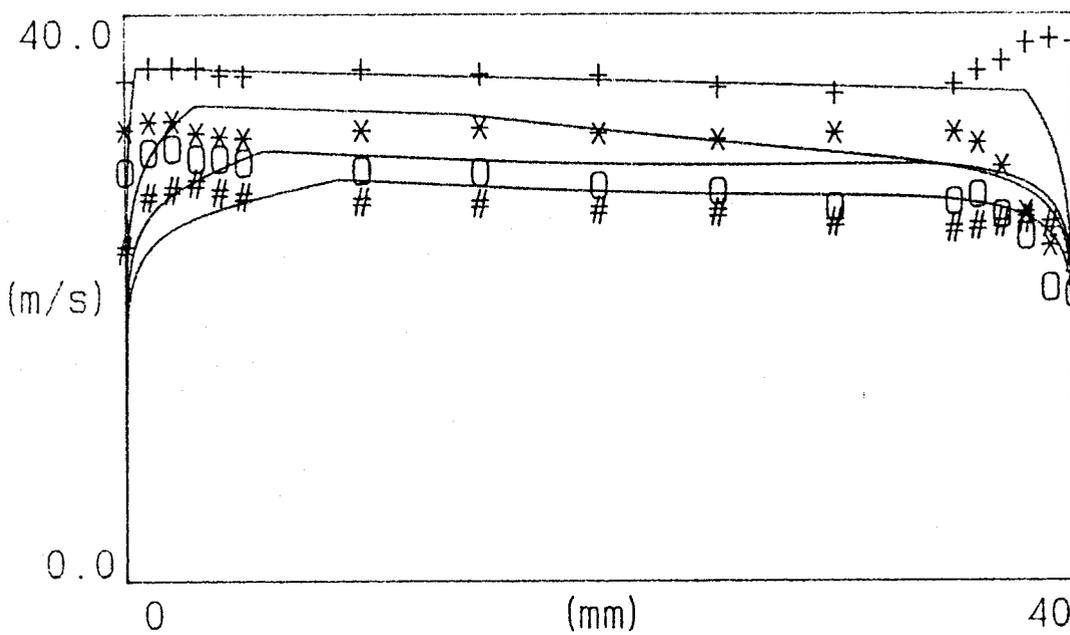
a : $\Delta C_d/C_{moy} = 0$
 b : $\Delta C_d/C_{moy} = 0.09$
 c : $\Delta C_d/C_{moy} = 0.69$



VITESSE RADIALE



VITESSE TANGENTIELLE



- + : RAYON A1
- * : RAYON B1
- O : RAYON C1
- # : RAYON D1

Fig 3.27



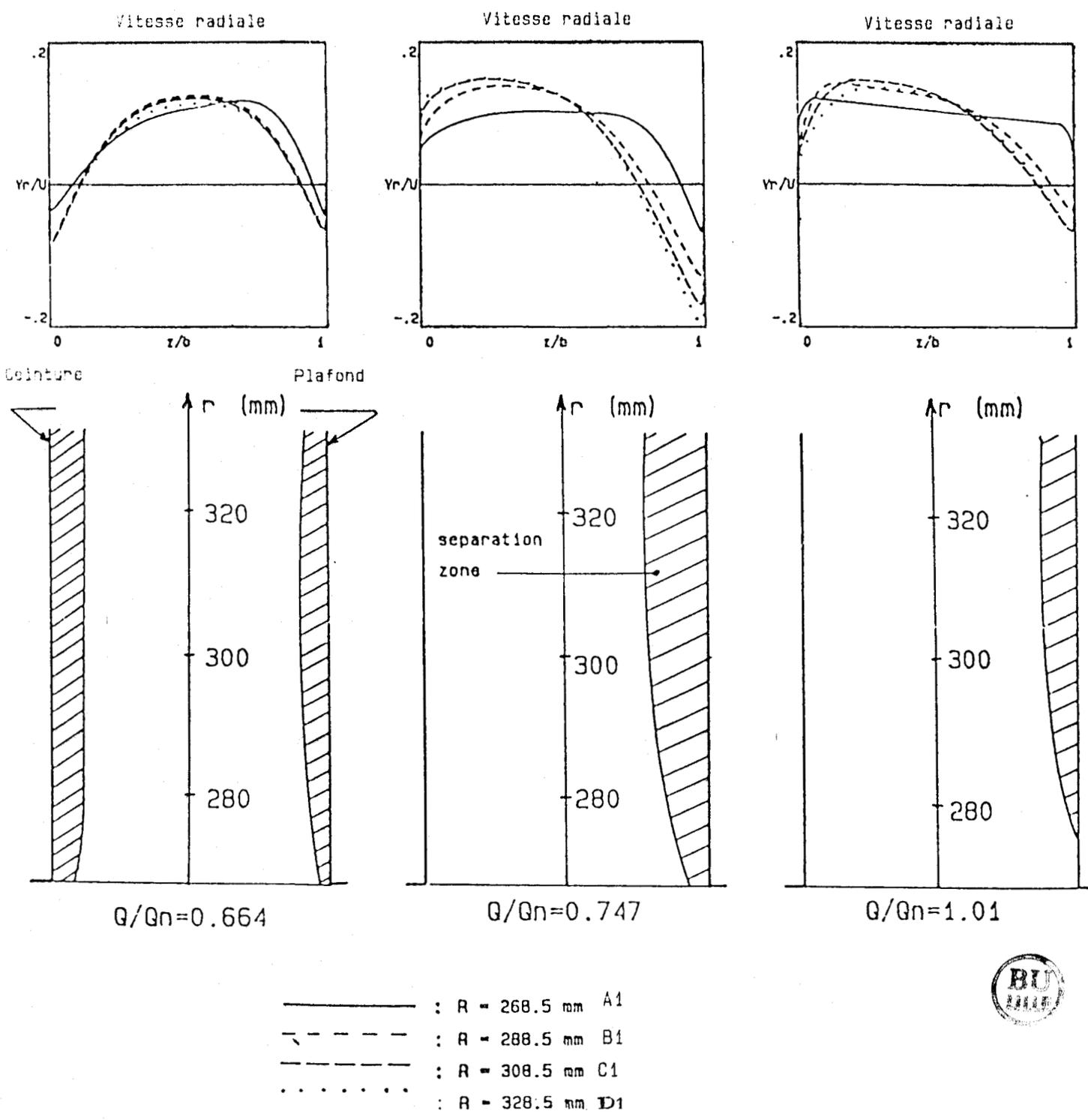
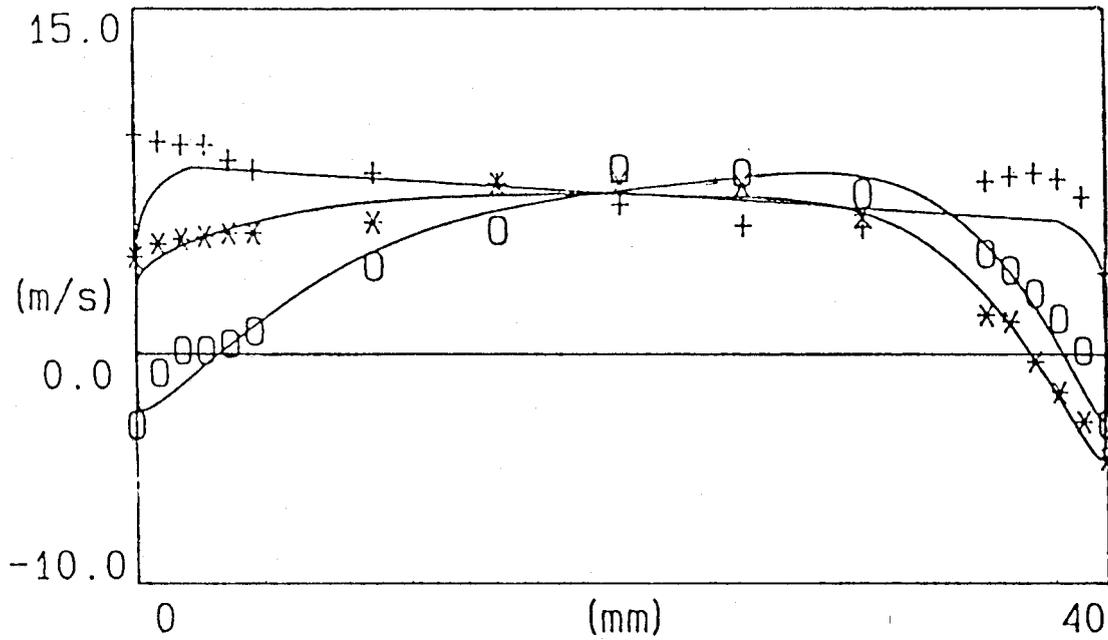


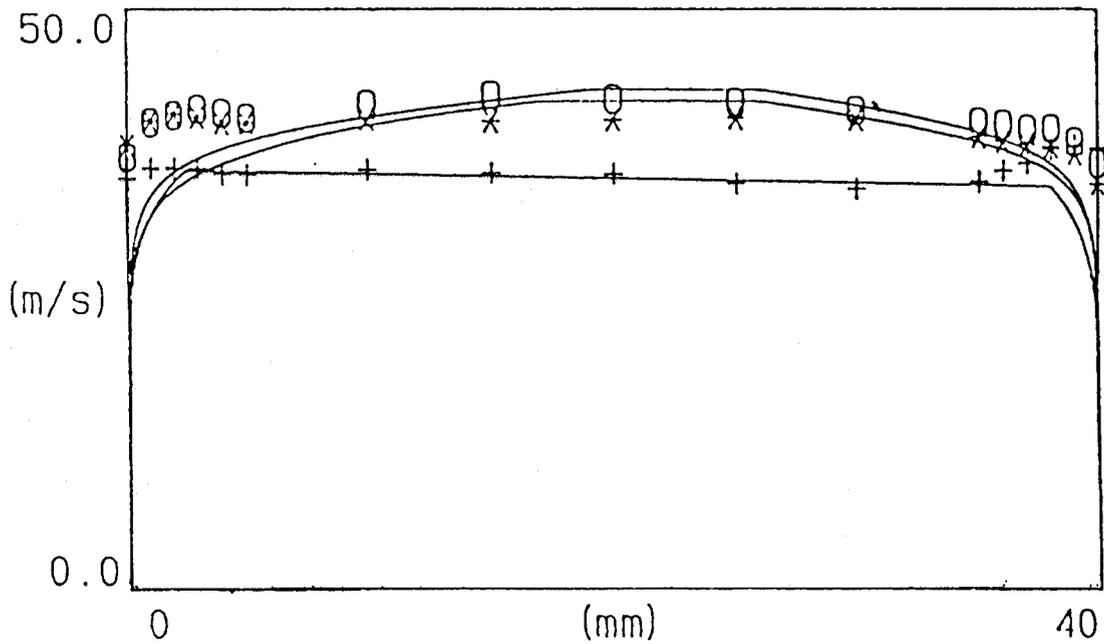
Fig.3.28 Profil de vitesse radiale et zone de separation a debit partiel



VITESSE RADIALE

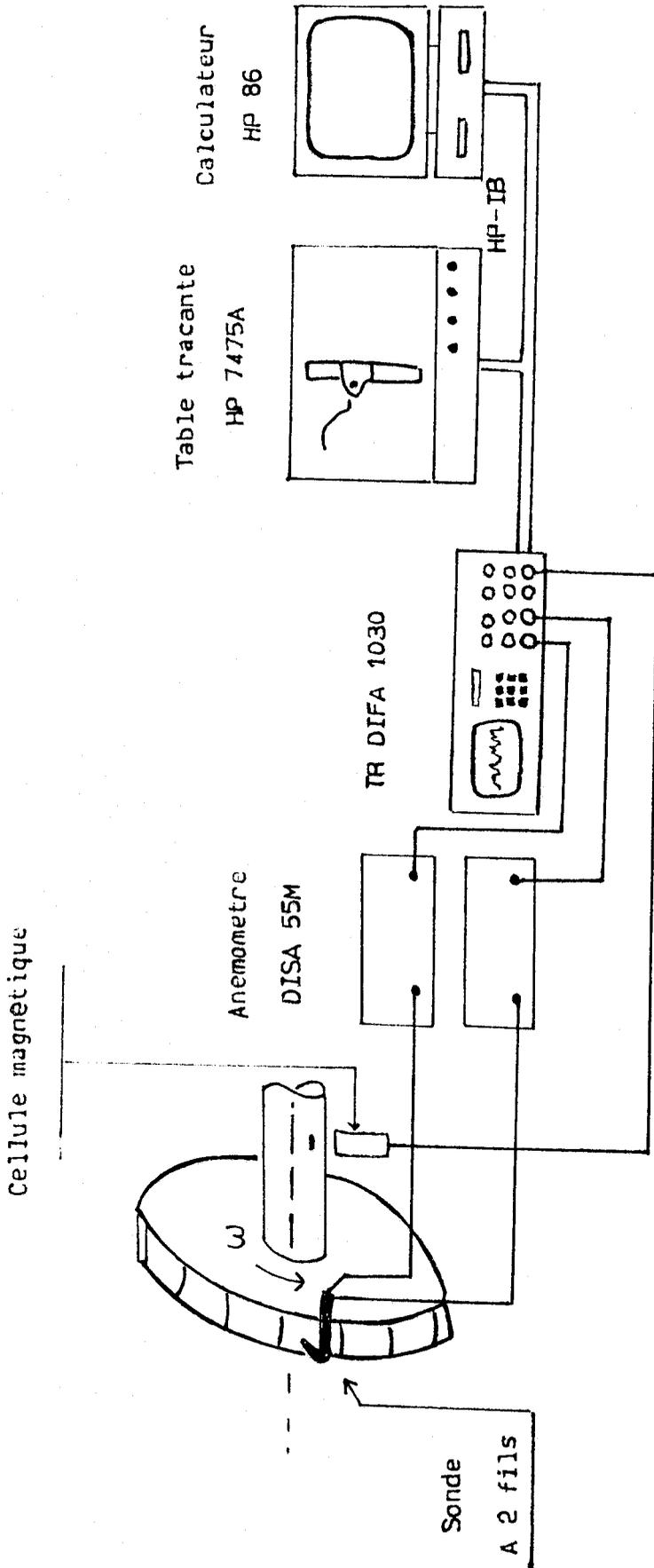


VITESSE TANGENTIELLE



rayon A1 + : $Q/Q_n = 1.01$
 N=2500 tr/min * : $Q/Q_n = 0.747$
 O : $Q/Q_n = 0.664$

Fig.3.29 Profils de vitesses a debit partiel



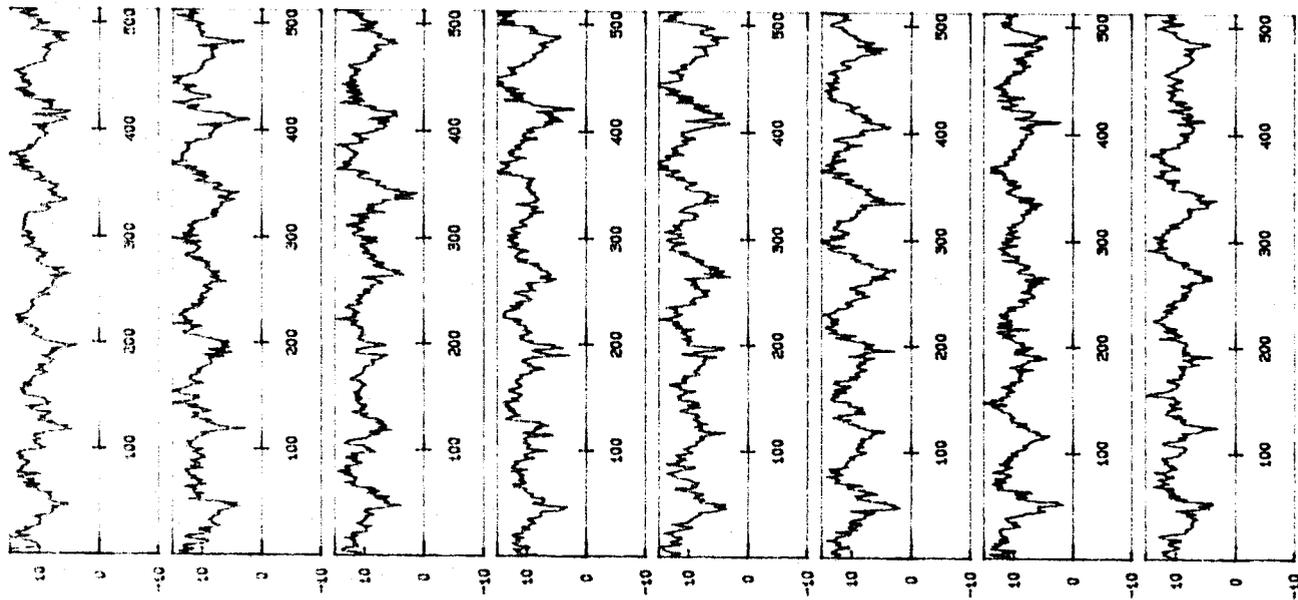
Mesure des vitesses à l'aide d'une sonde A 2 fils

Dispositif experimental

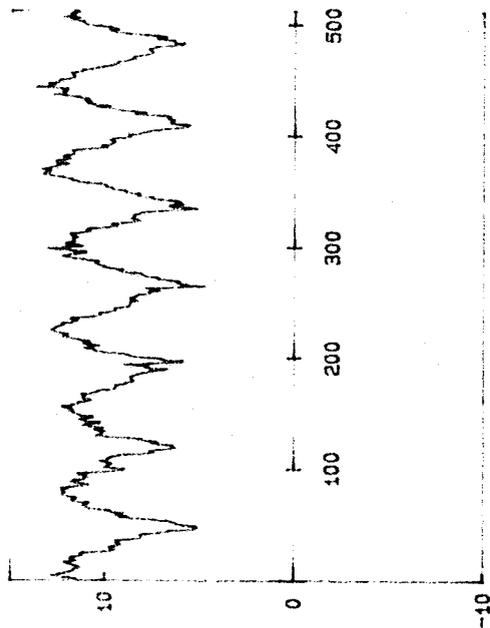


Fig 4.1

Composante radiale



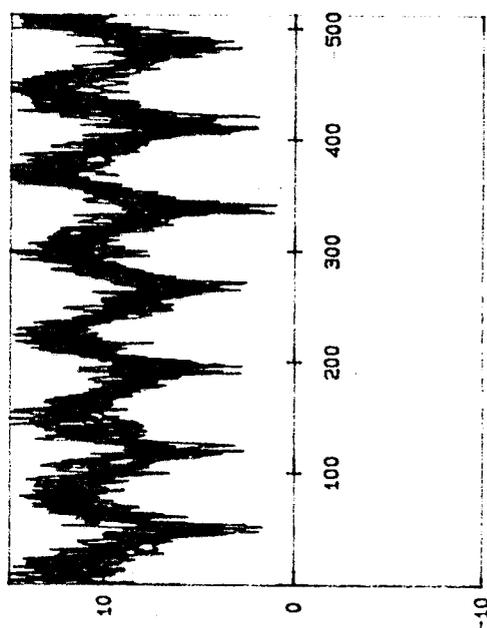
Profil moyen par tour



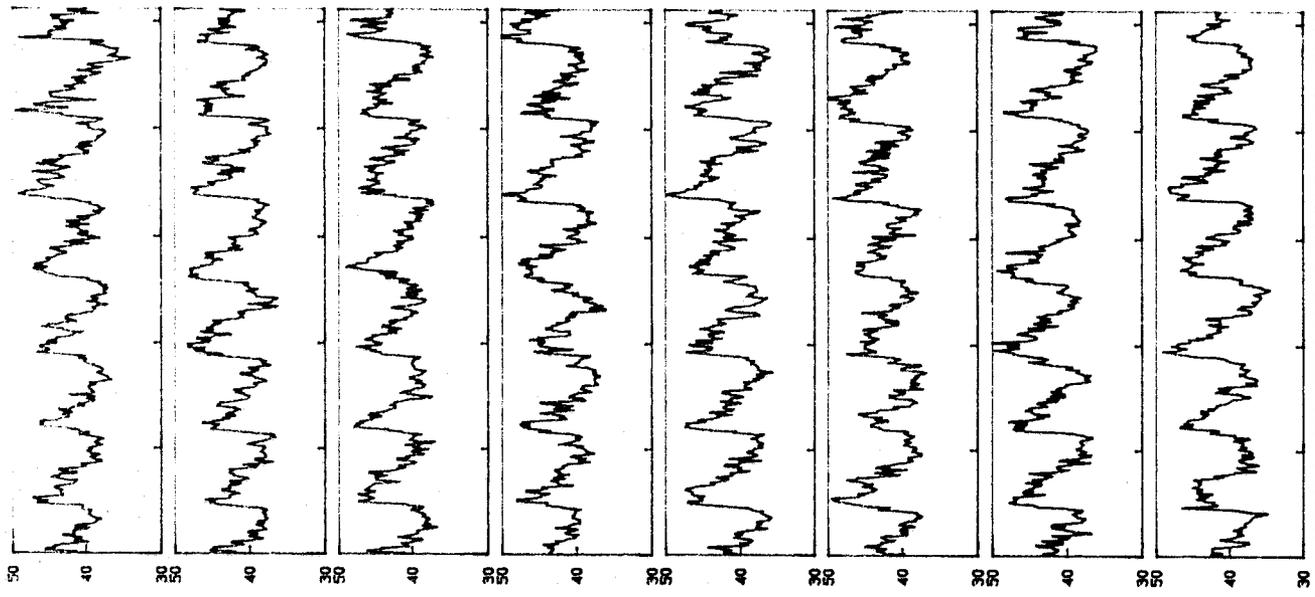
N=2500 tr/min
G/Gn=1
Cote ceinture

Fig 4.2a

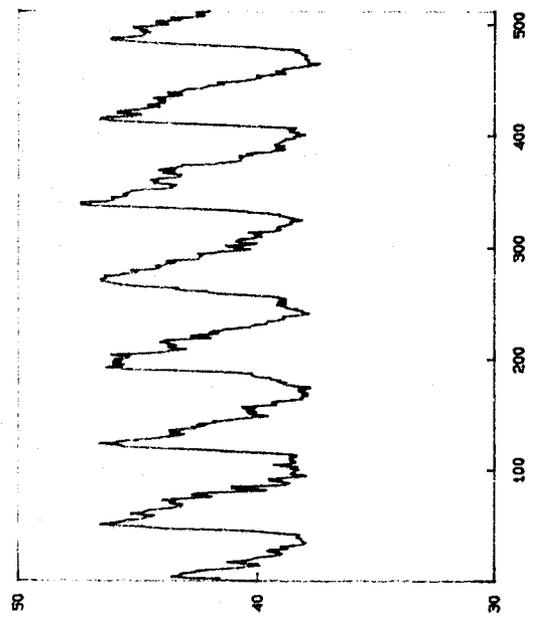
Dispersion par tour



Composante tangentielle

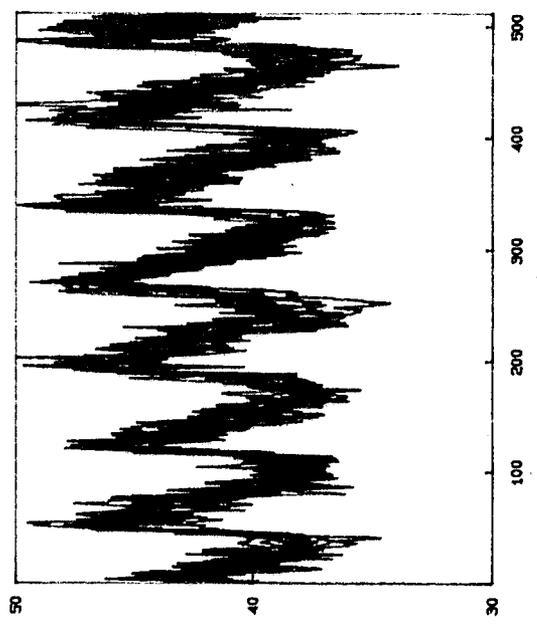


Profil moyen par tour



N=2500 tr/min
Q/Qn=1
Cote ceinture

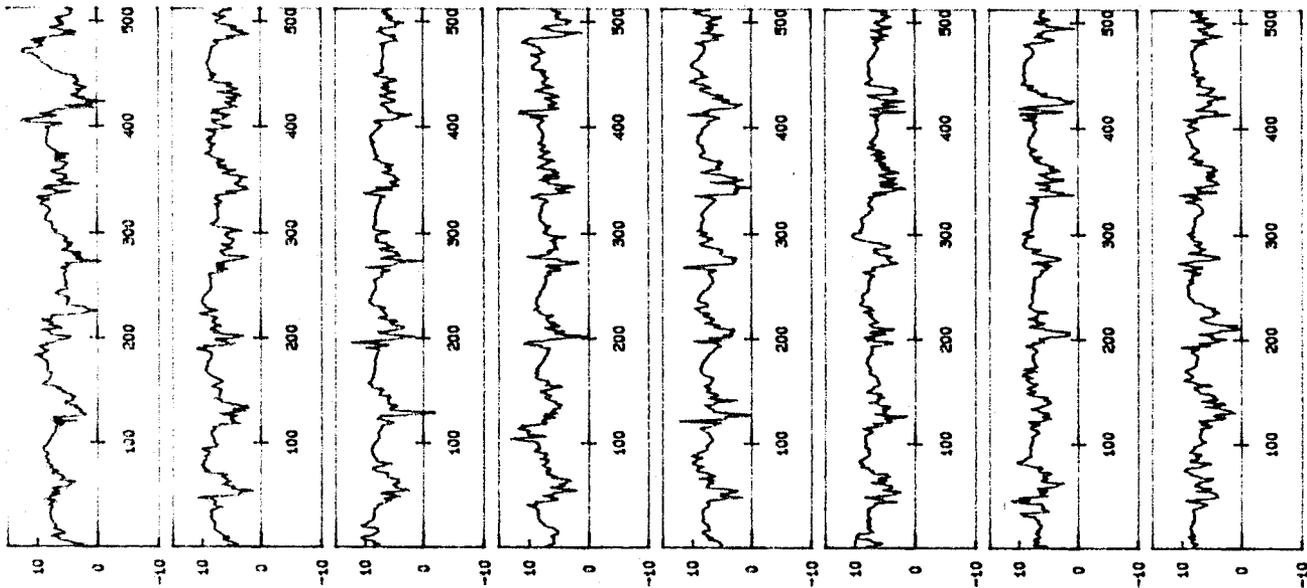
Fig 4.2b



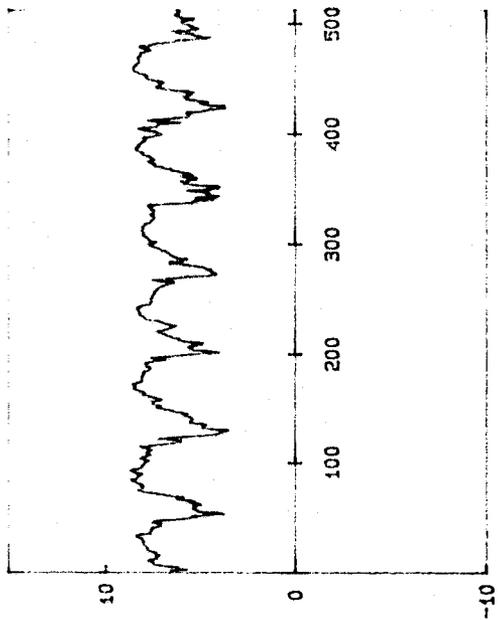
Dispersion par tour



Composante radiale

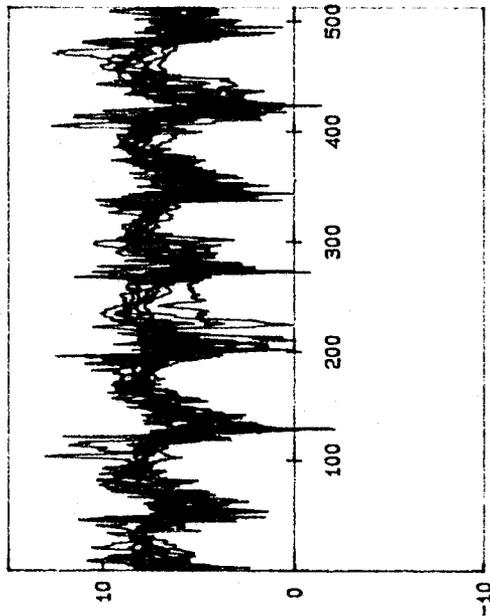


Profil moyen par tour

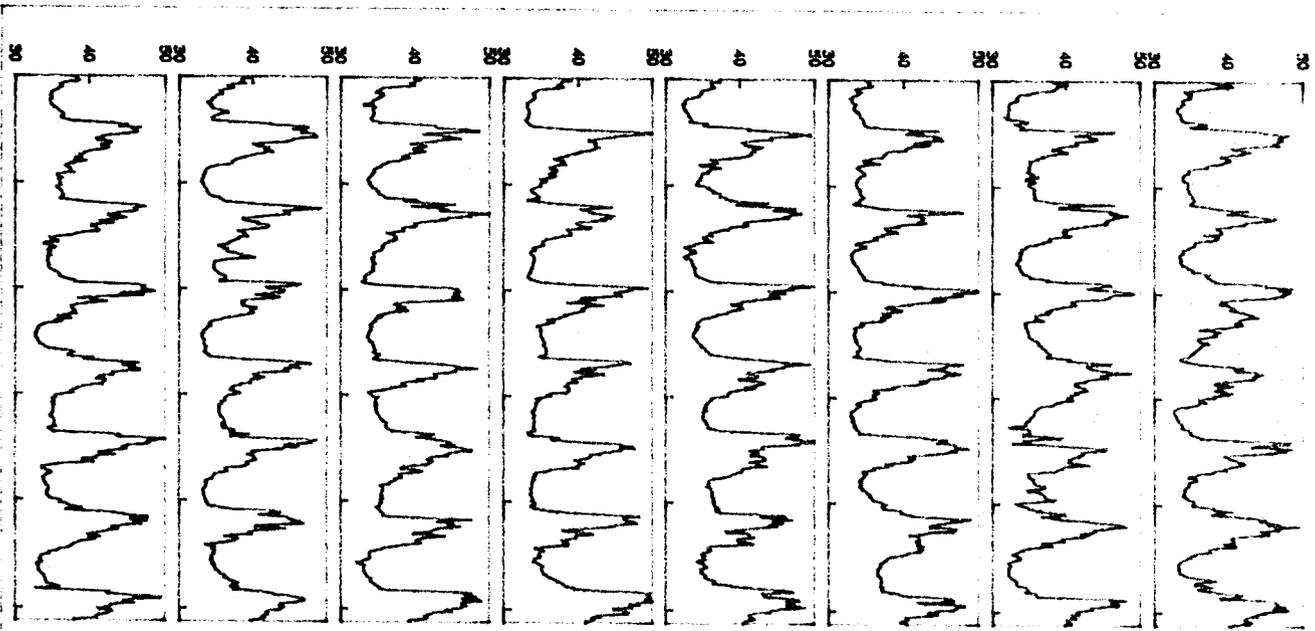


N=2500 tr/min
G/Gn=1
milieu du canal

Dispersion par tour

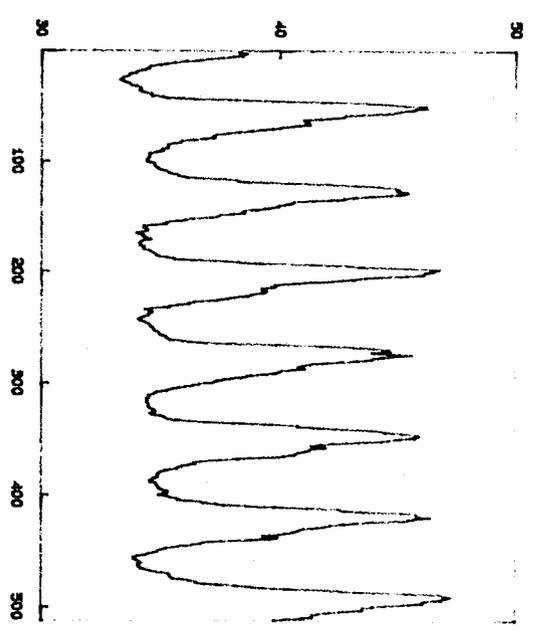


Composante tangentielle



N=2500 tr/min
Q/Qn=1
milieu du canal

Profil moyen par tour



Dispersion par tour

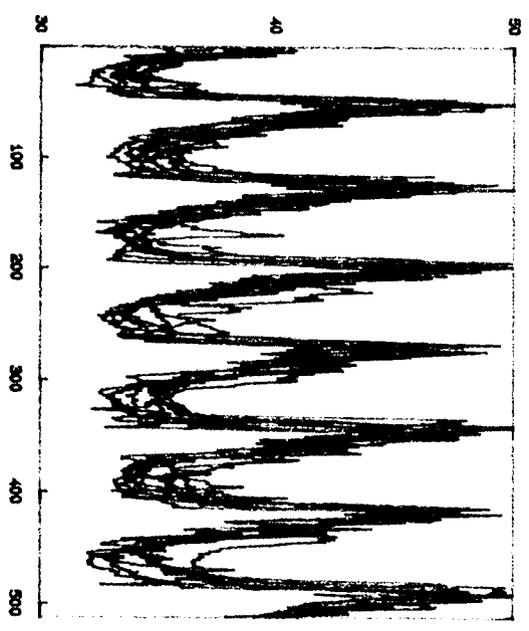
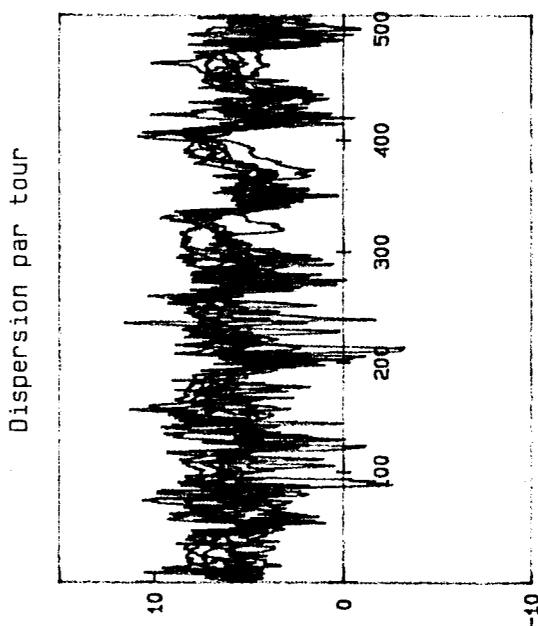
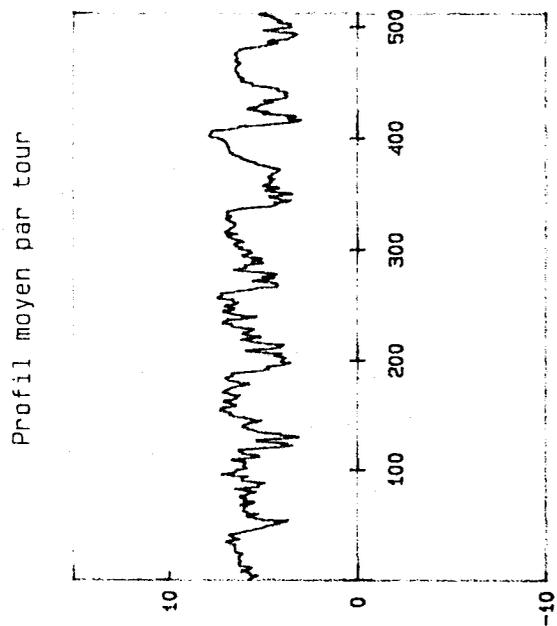


Fig 4.3b



Fig 4.4a



N=2500 tr/min
G/Gn=1
Pres du plafond
Z=30mm

Composante radiale

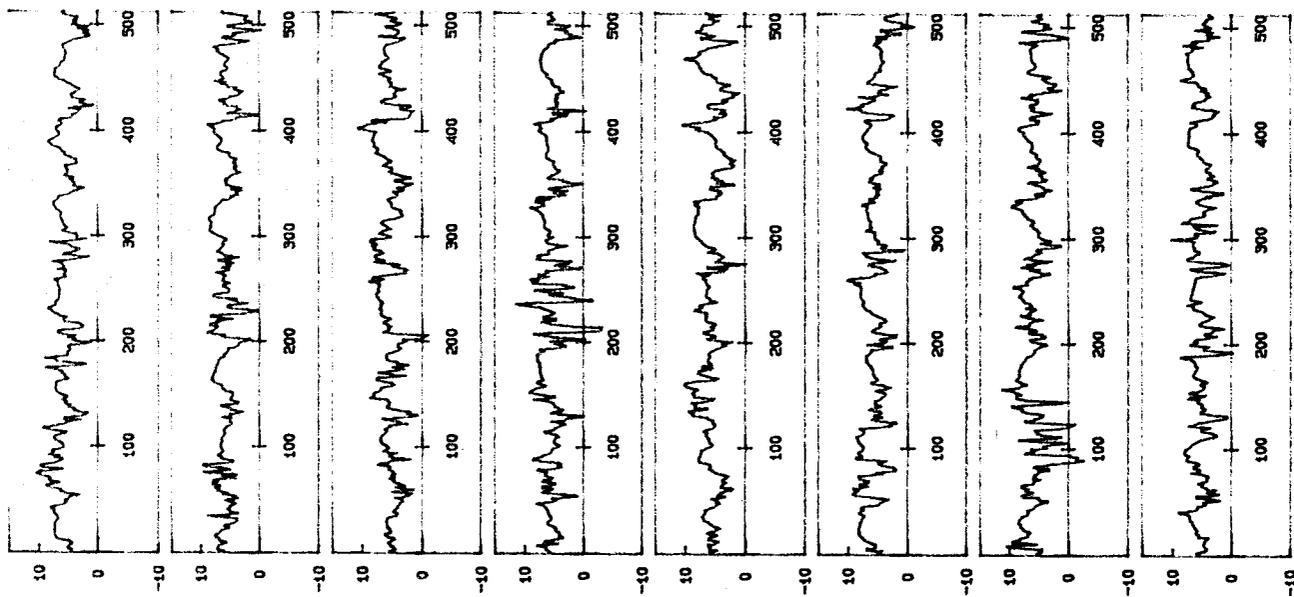
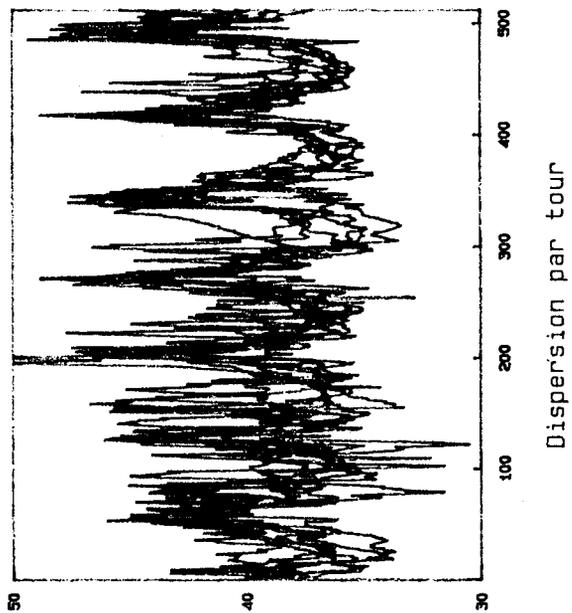
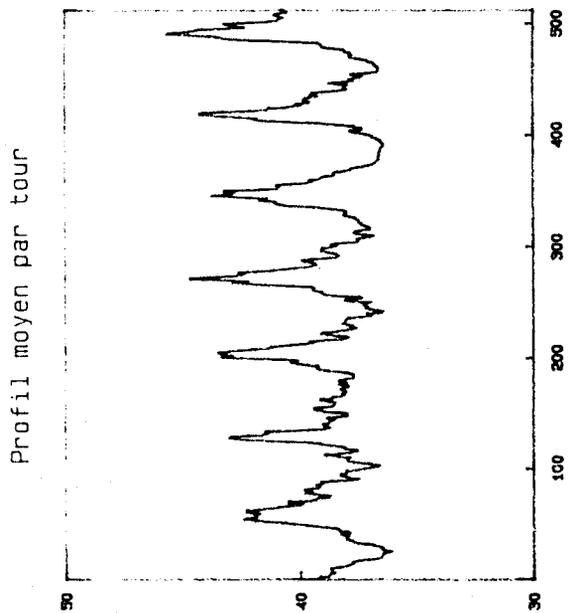


Fig 4.4b



N=2500 tr/min
Q/Gn=1
Pres du plafond
Z=30mm

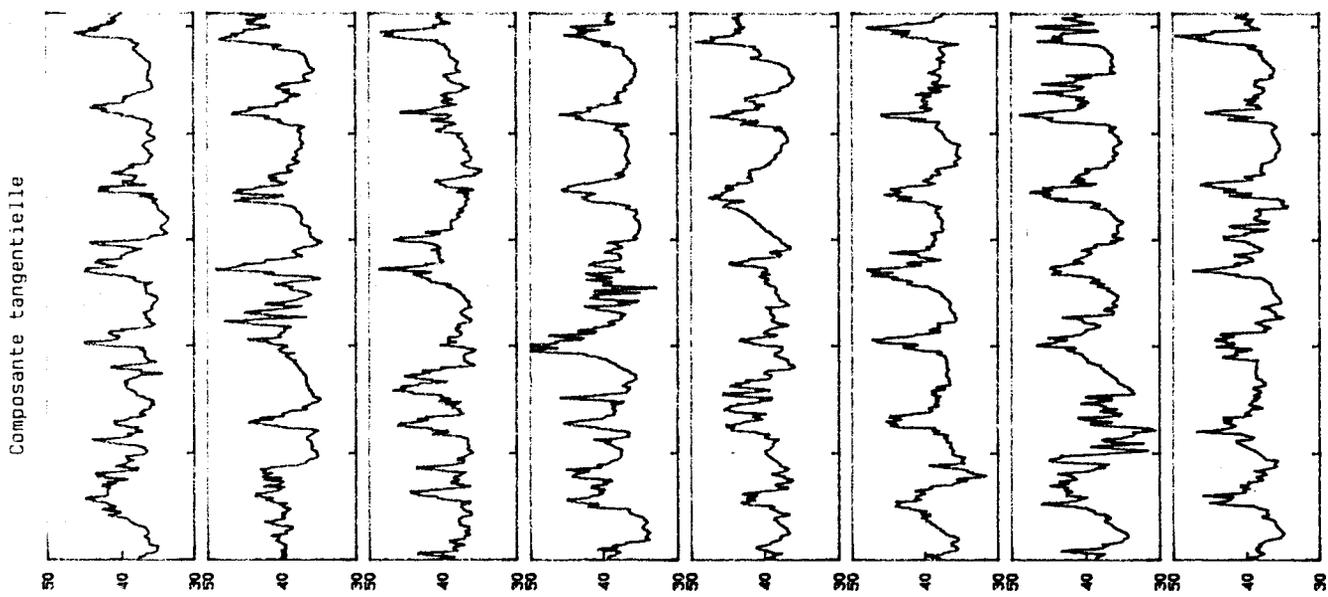
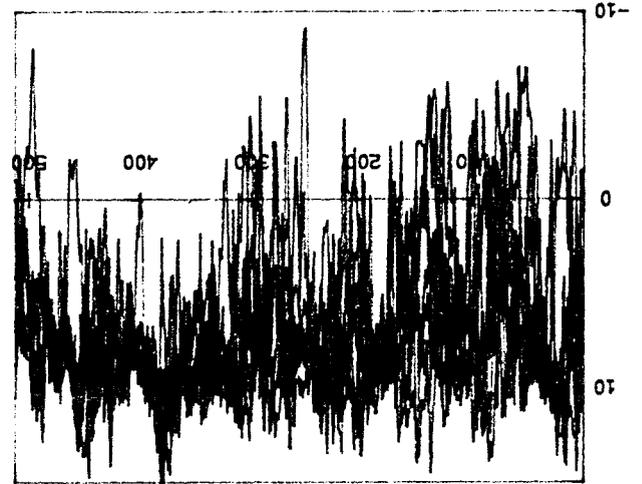
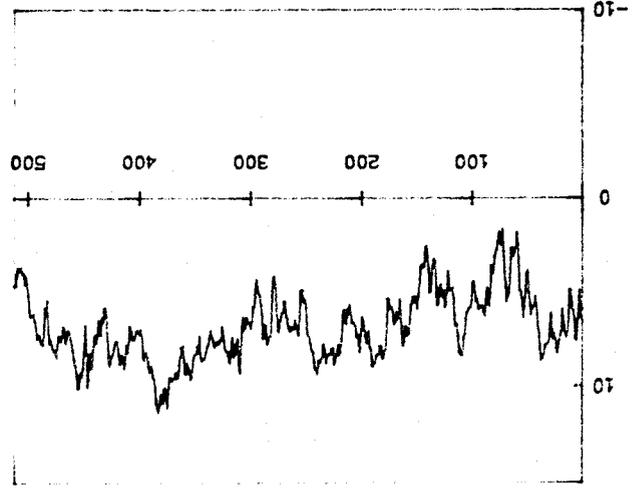




Fig 4.5a

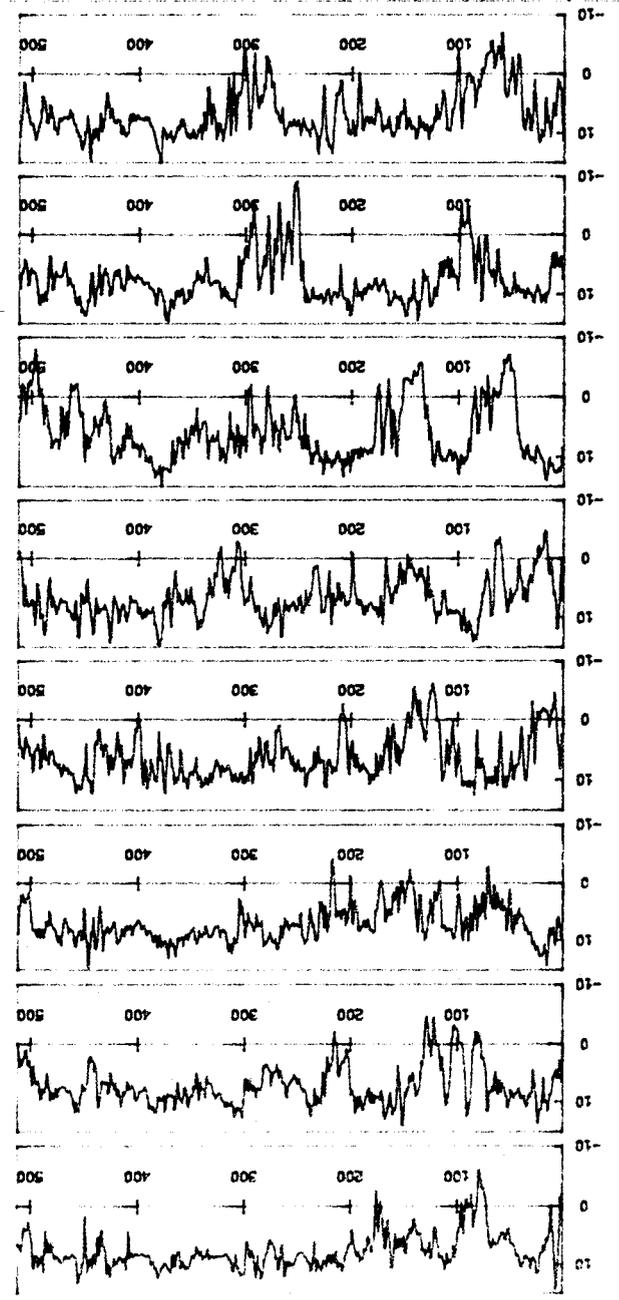


Dispersion par tour



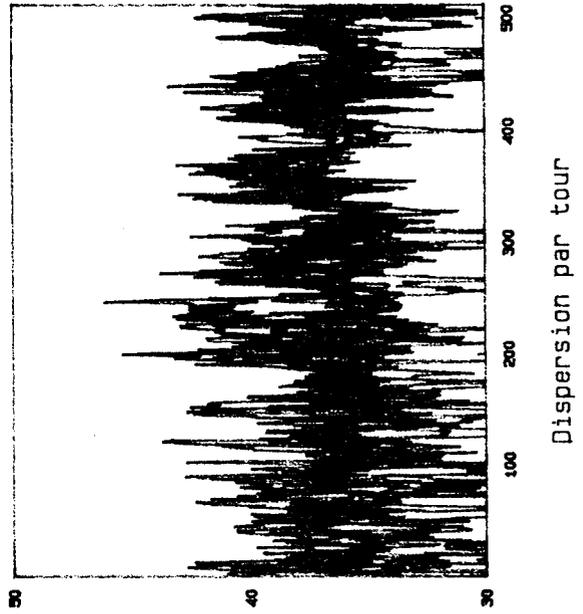
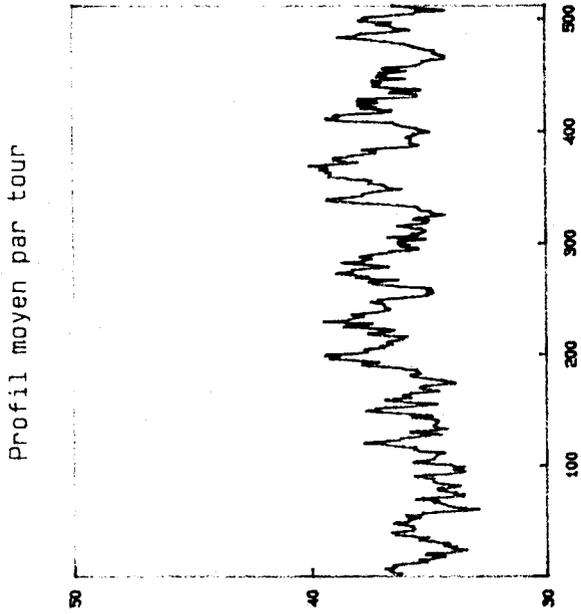
Profil moyen par tour

N=2500 tr/min
Q/Qn=1
Cote platond



Composante radiale

Fig 4.5b



N=2500 tr/min
G/Gn=1
Cote plafond

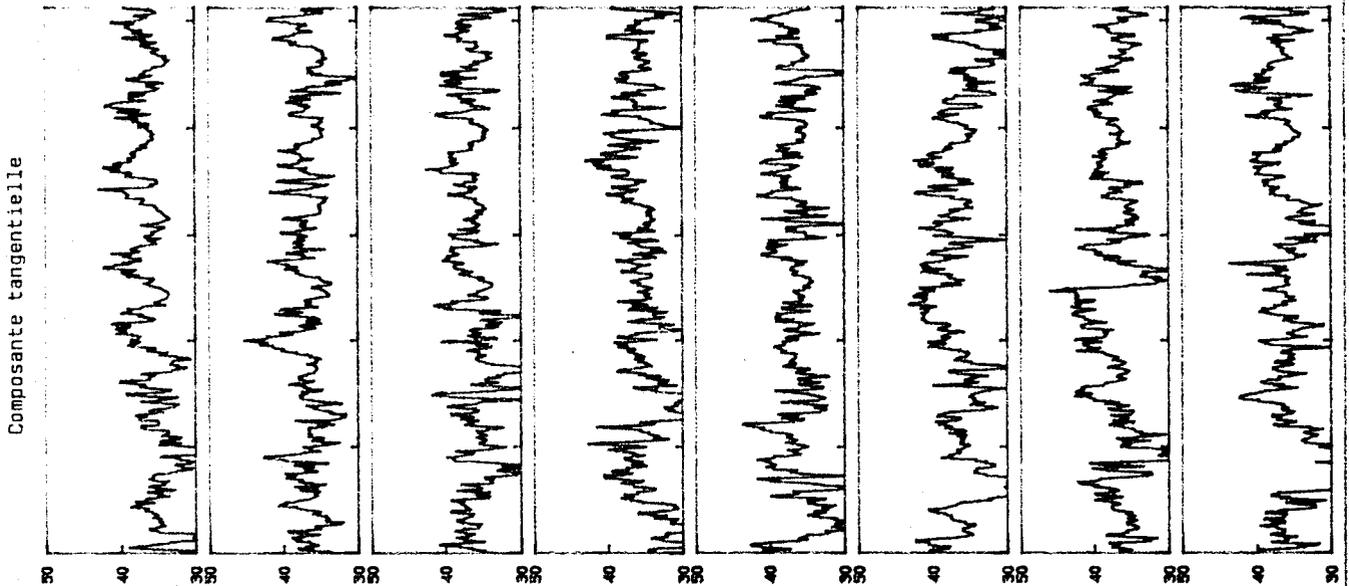


Fig 4.6

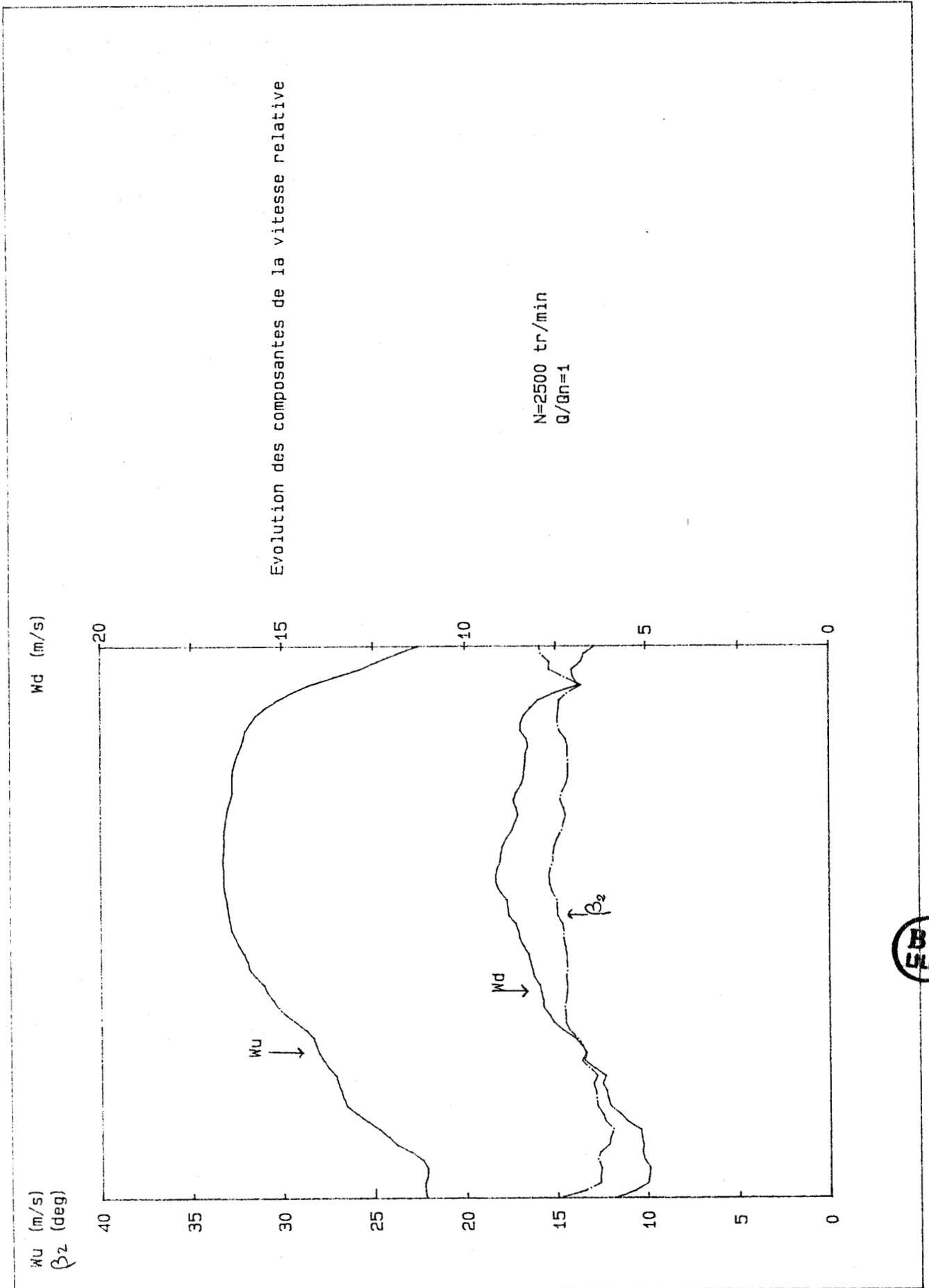
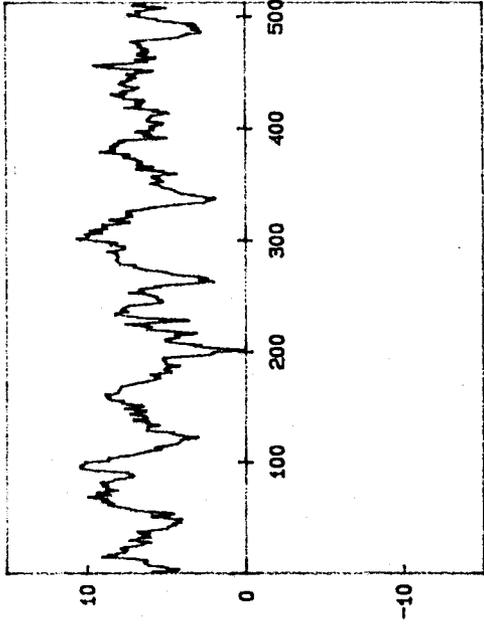
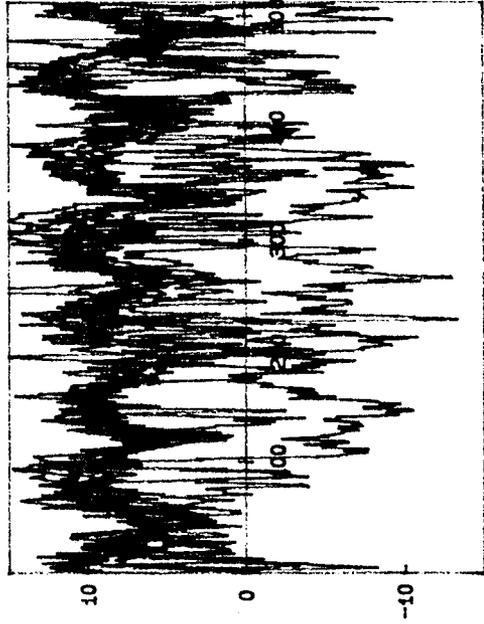


Fig 4.7a

Profil moyen par tour



Dispersion par tour



N=2500 tr/min
Q/Qn=.742
Cote ceinture

Composante radiale

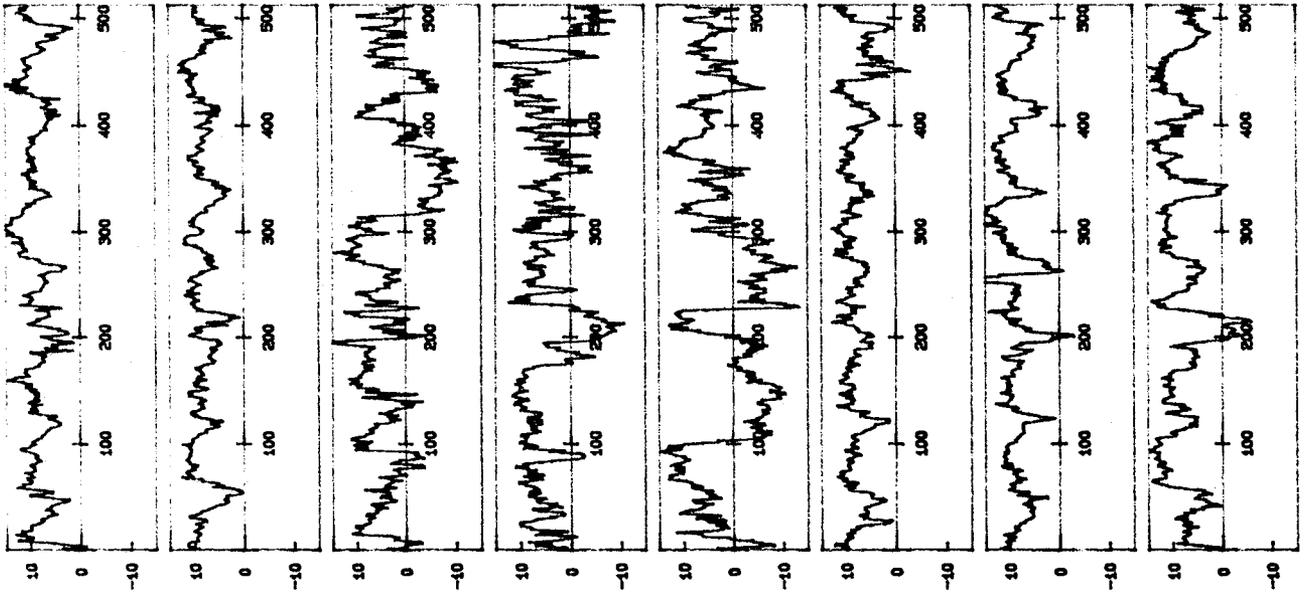
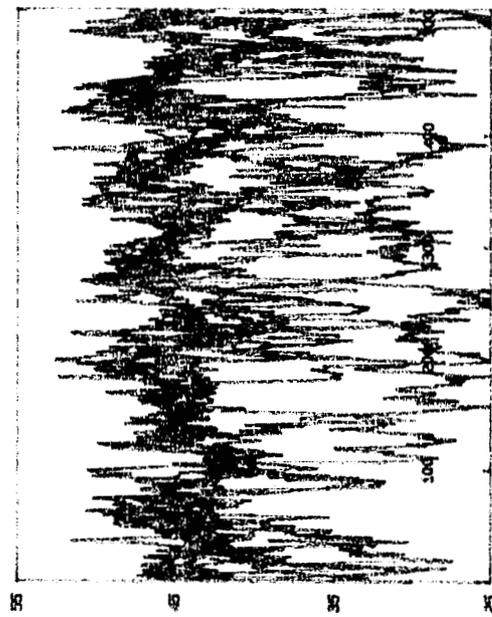
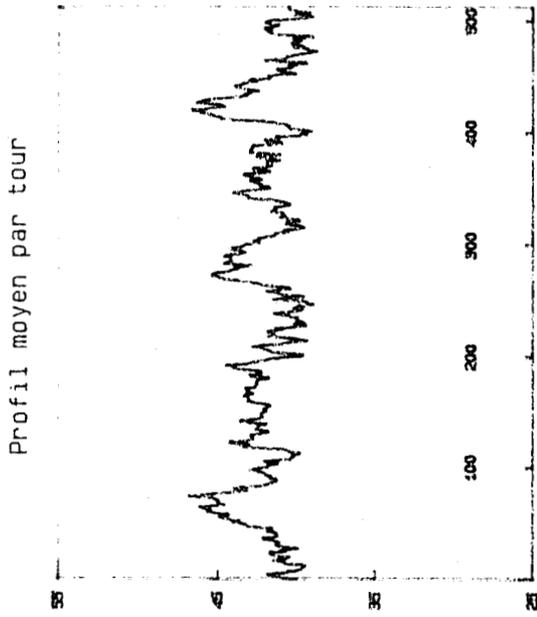


Fig 4.7b



N=2500 tr/min
G/Gn = .742
Cote ceinture

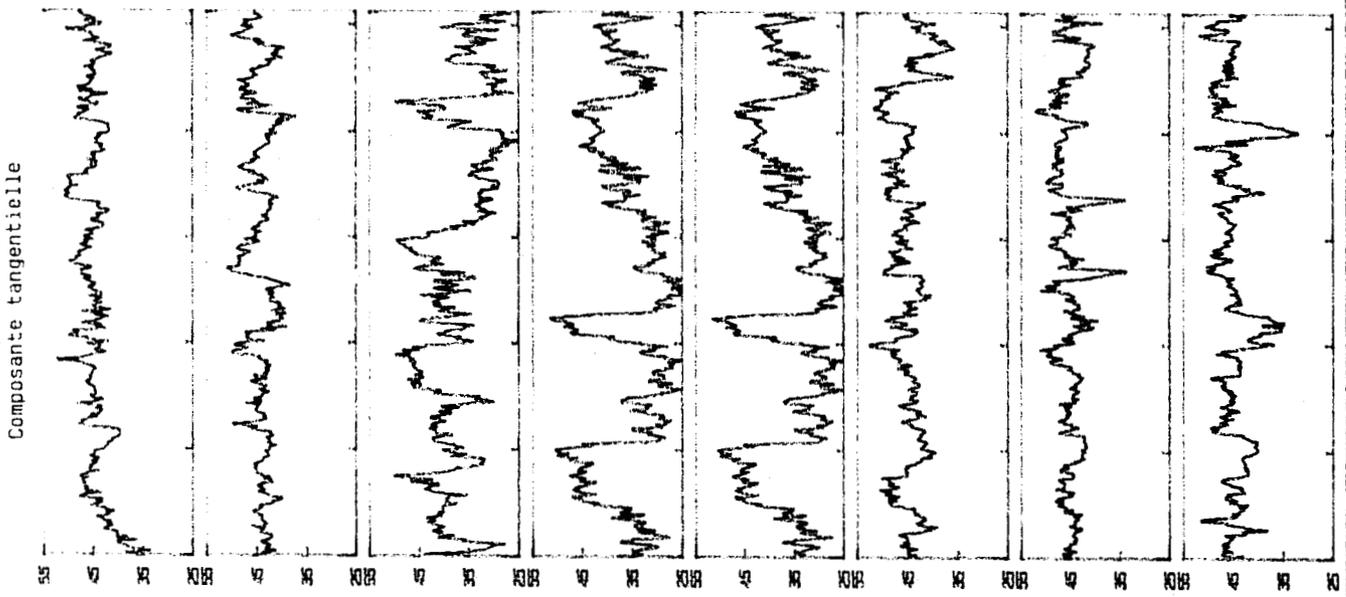
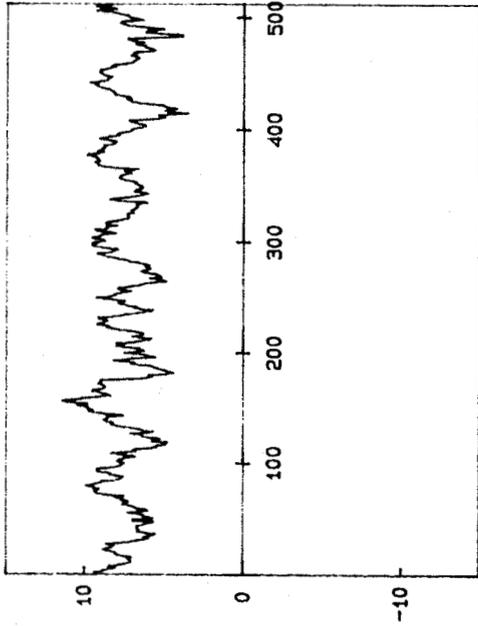
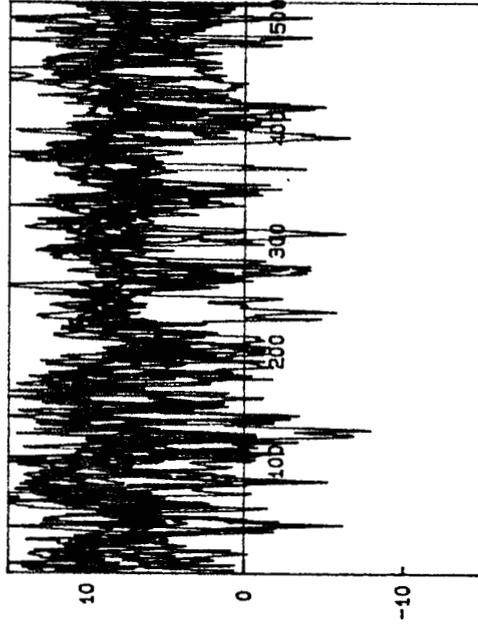


Fig 4.8a

Profil moyen par tour



Dispersion par tour



N=2500 tr/min
G/Gn=.742
milieu du canal



Composante radiale

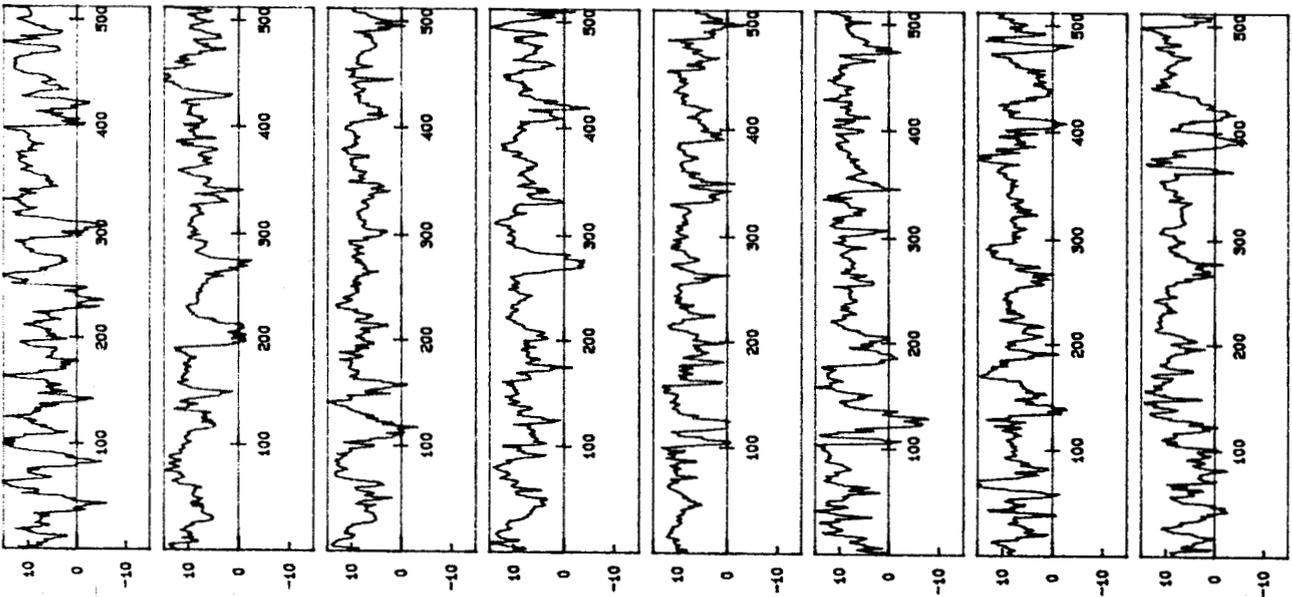
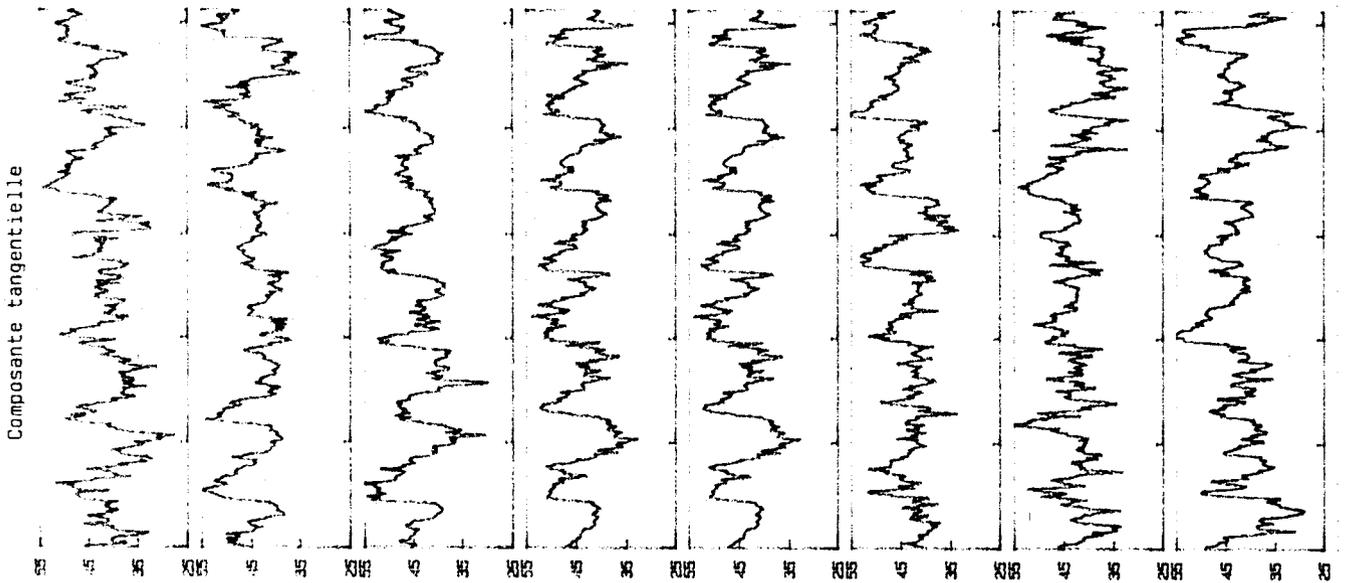
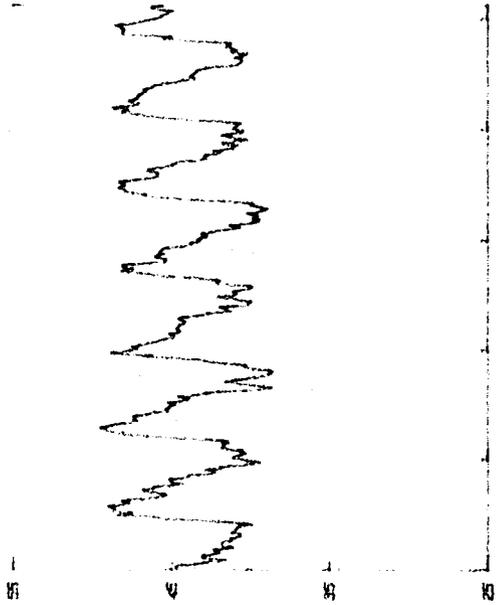


Fig 4.8b



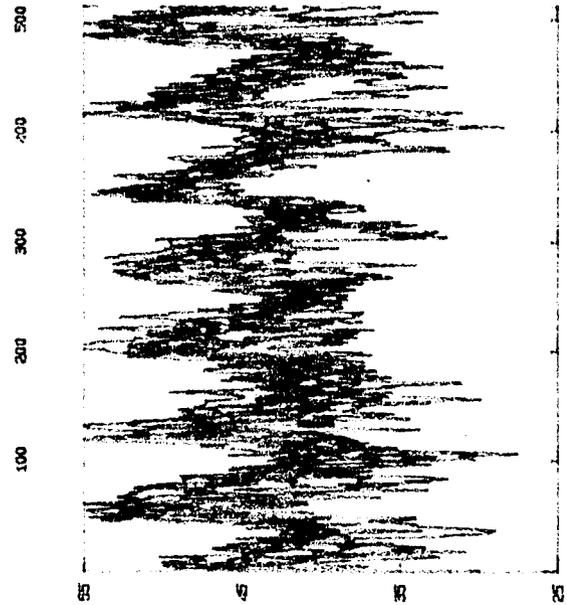
Profil moyen par tour



$N=2500$ tr/min

$Q/Q_n=.742$

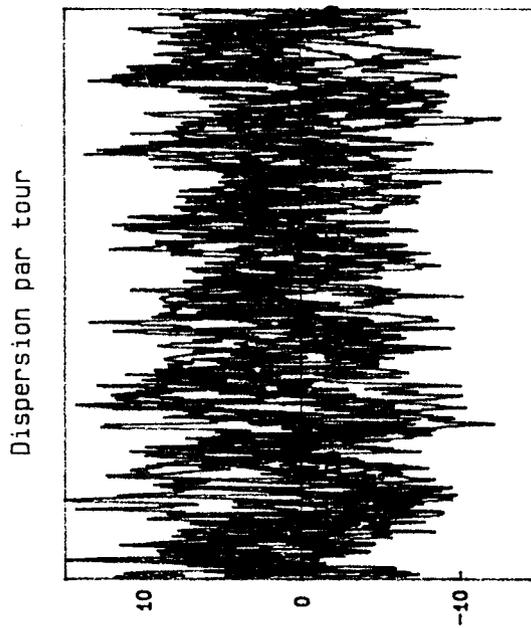
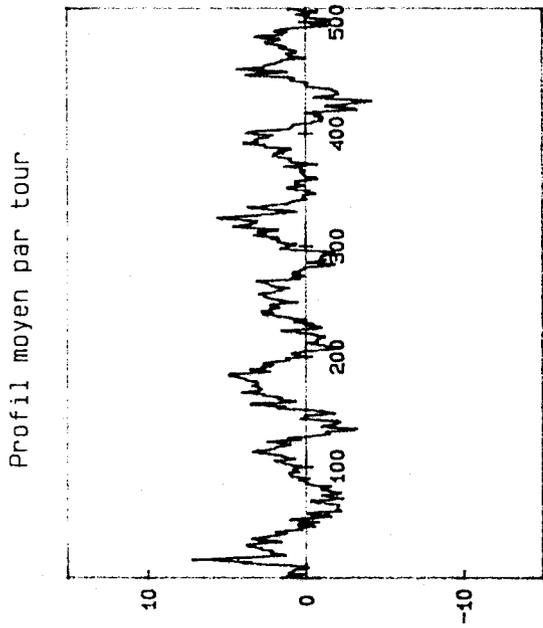
milieu du canal



Dispersion par tour



Fig 4.9a



N=2500 tr/min
G/Gn=.742
Cote plafond

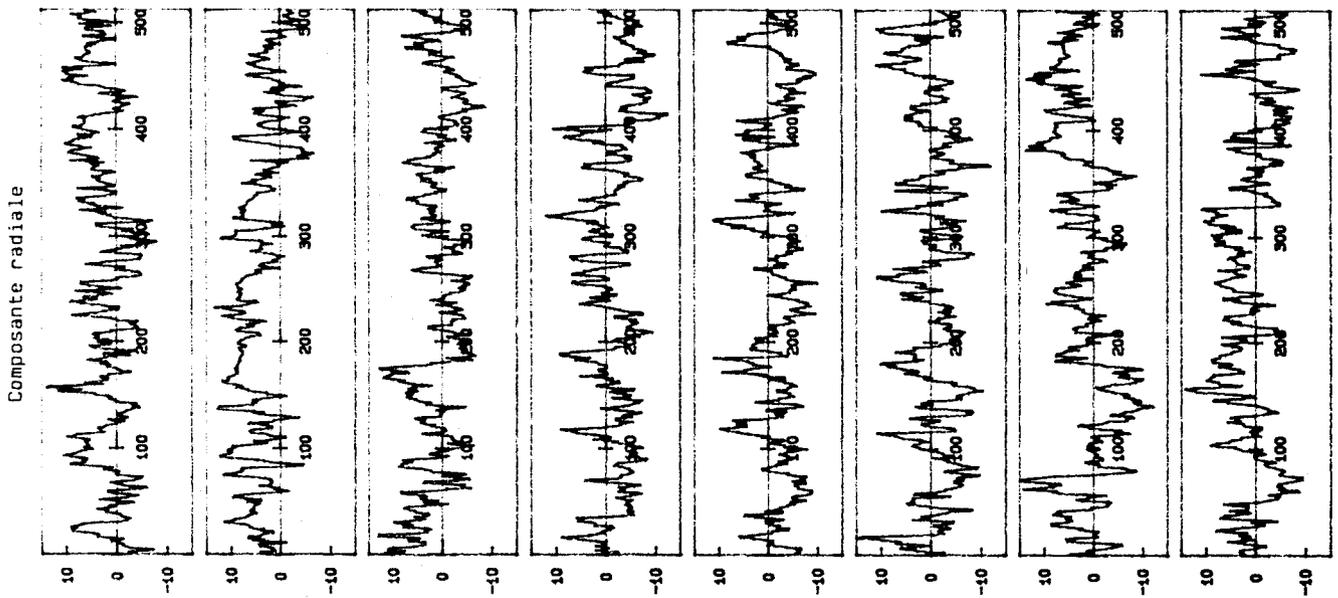
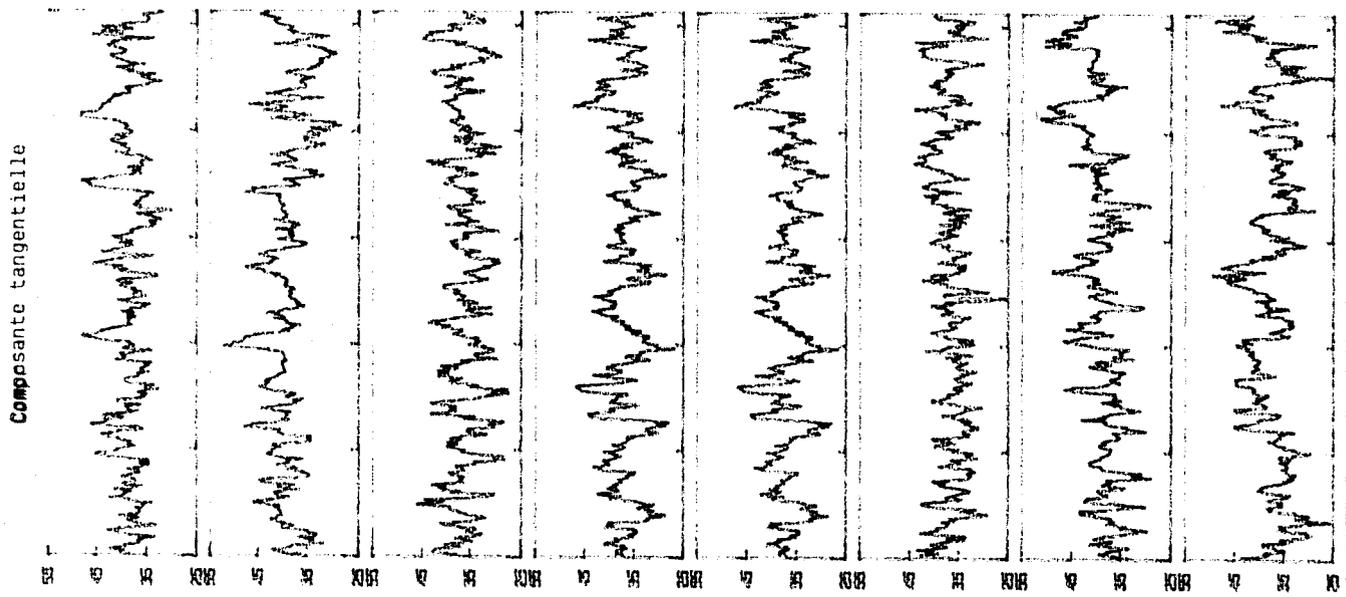


Fig 4.9b



N=2500 tr/min
G/Gn= .742
Cote plafond

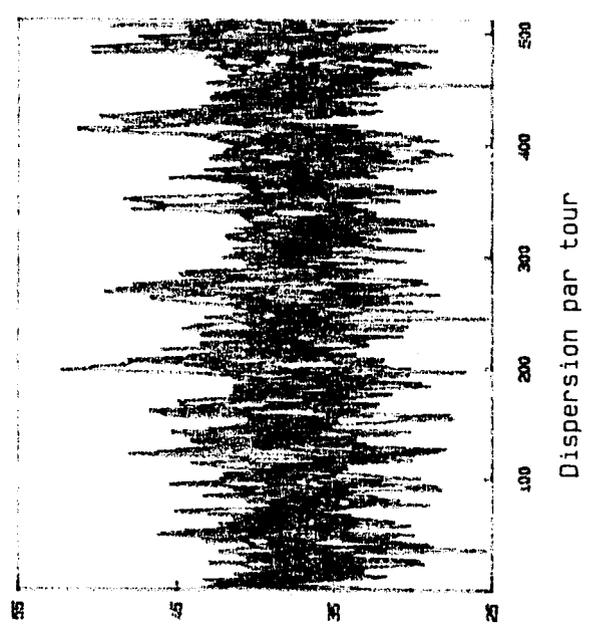
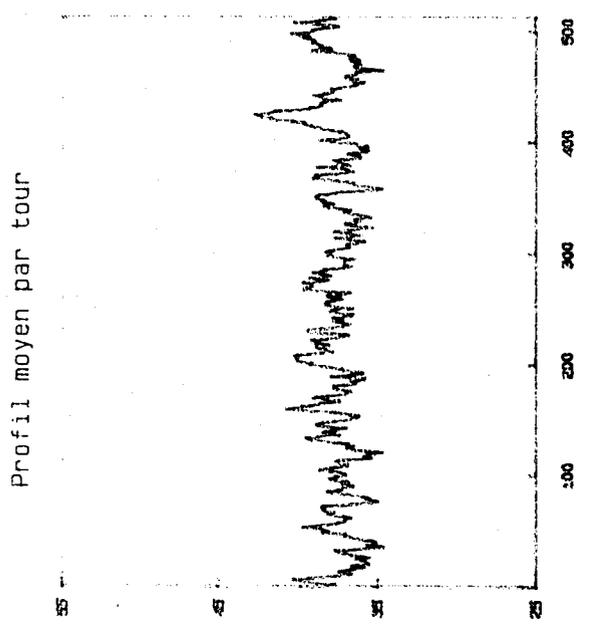


Fig 4.10

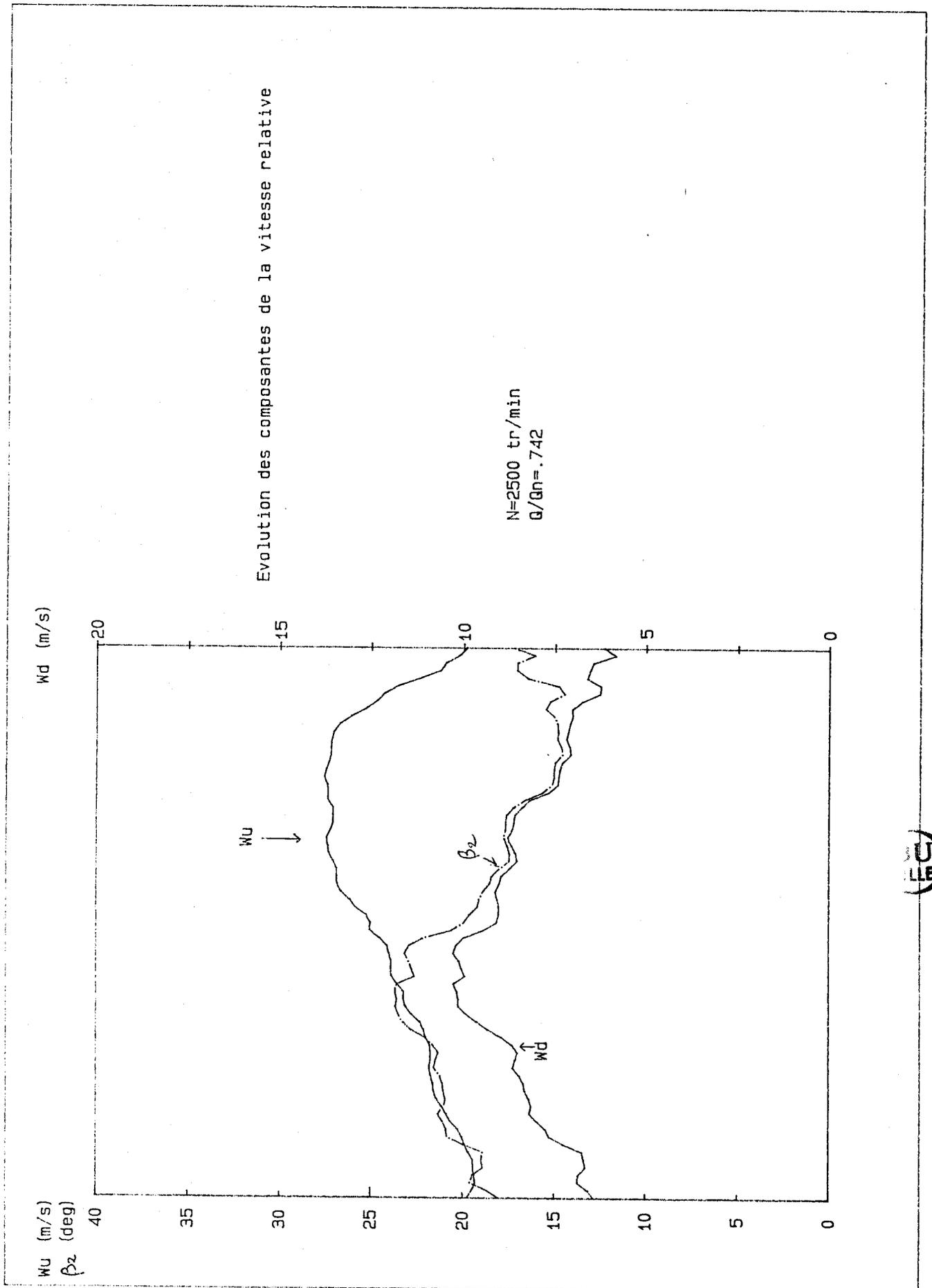
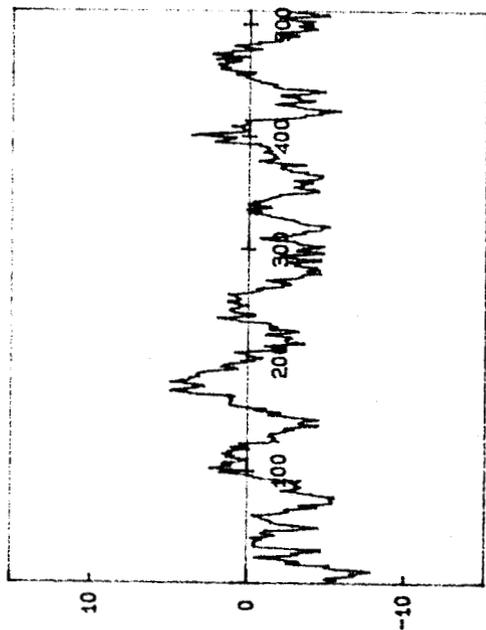
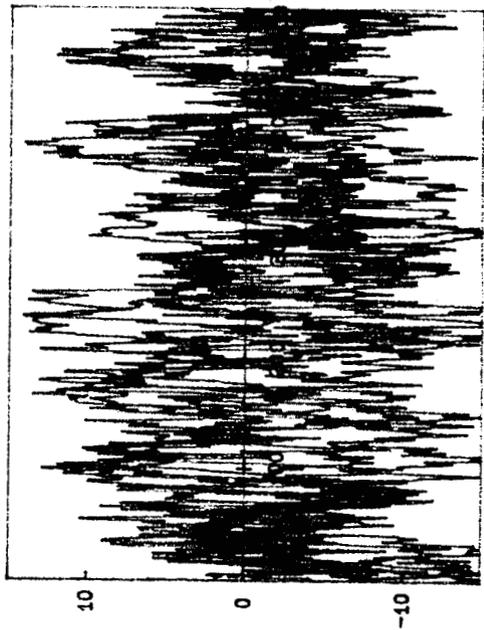


Fig 4.11a

Profil moyen par tour

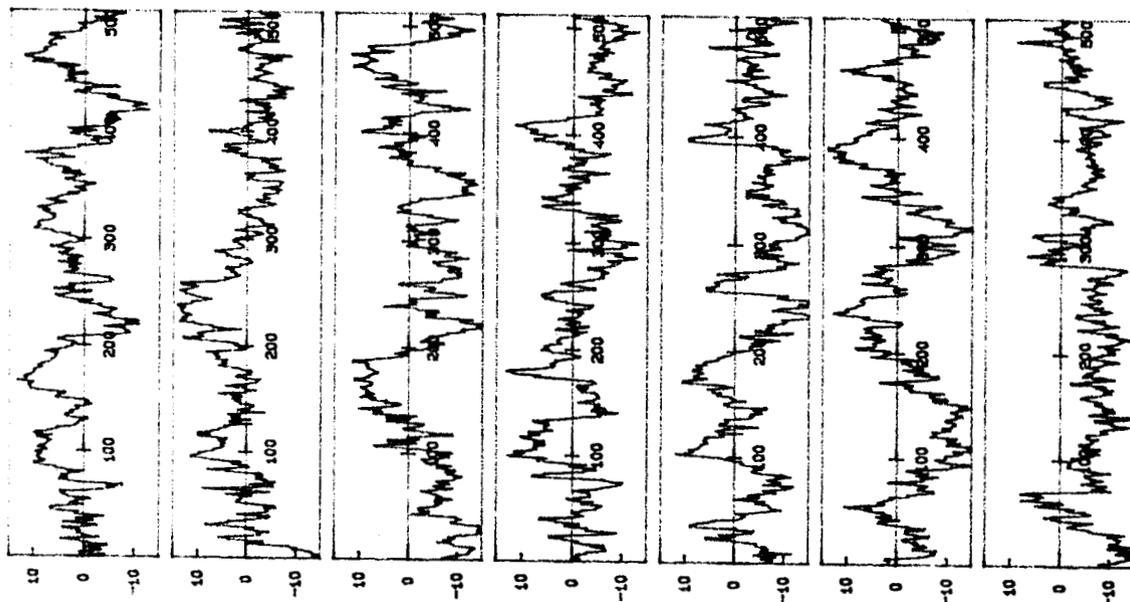


Dispersion par tour



N=2500 tr/min
G/Gn=.608
Cote ceinture

Composante radiale



Composante tangentielle

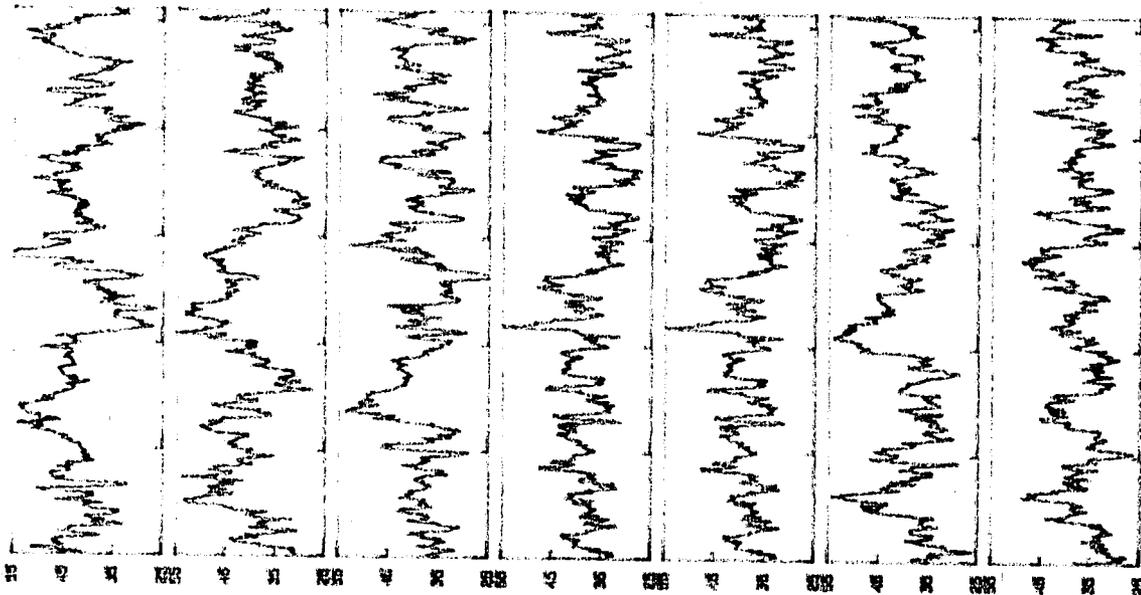
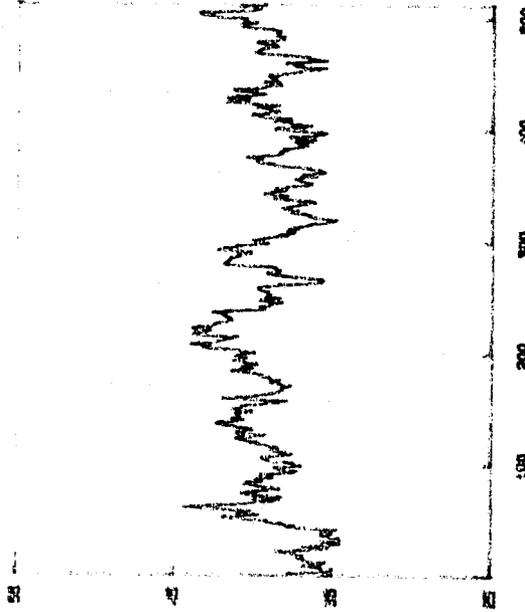
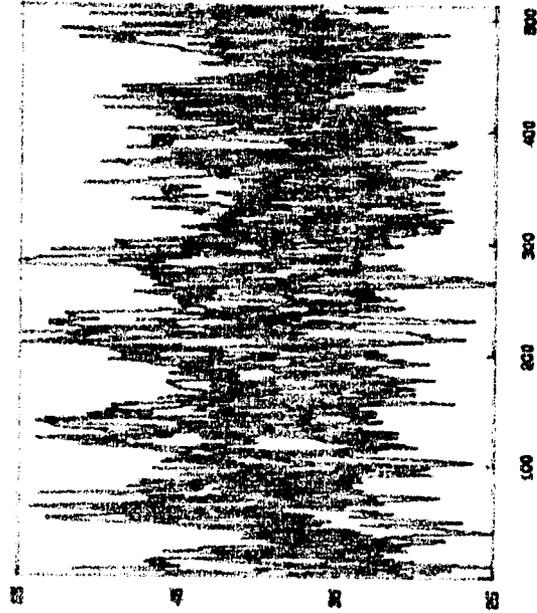


Fig 4.11b

Profil moyen par tour



N=2500 tr/min
G/Qn=.608
Cote ceinture

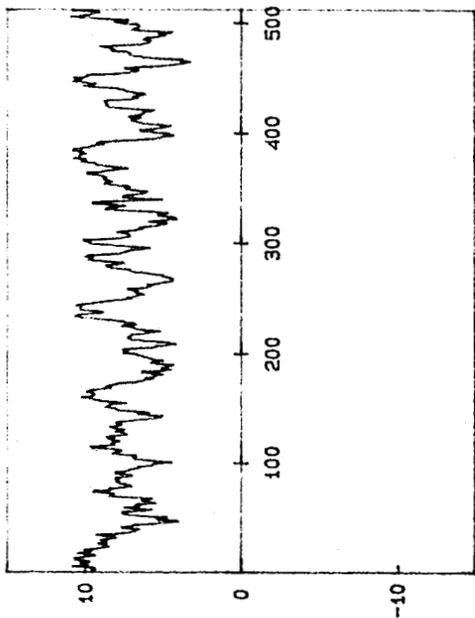


Dispersion par tour

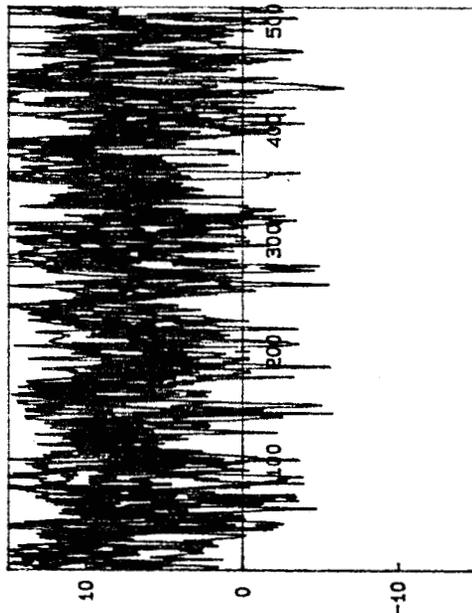
BU
LILLE

Fig 4.12a

Profil moyen par tour



Dispersion par tour



N=2500 tr/min
G/Gn=.608
milieu du canal

Composante radiale

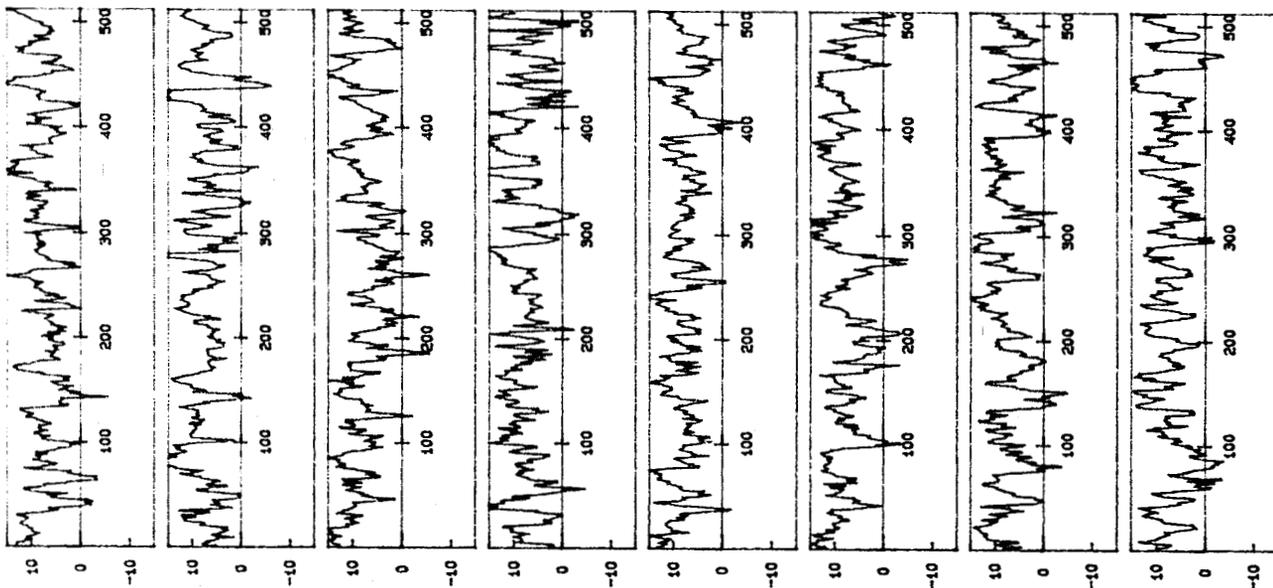
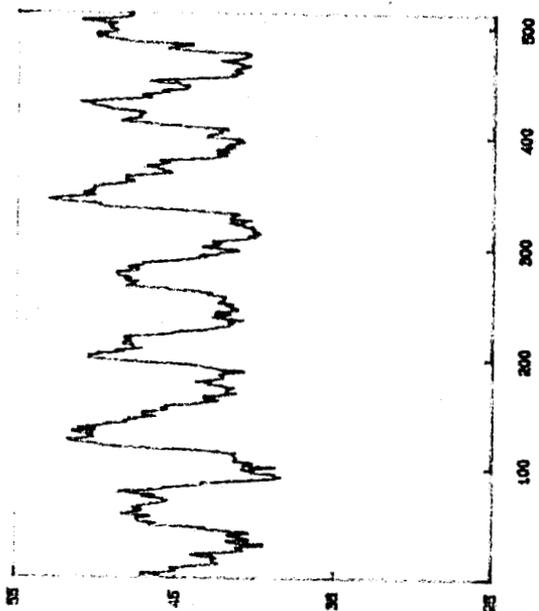
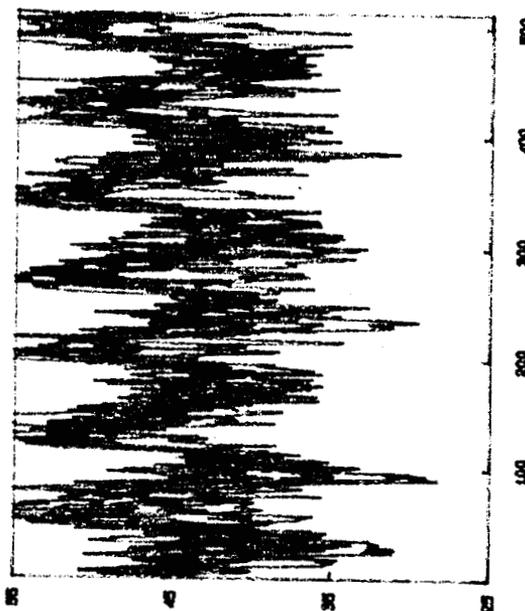


Fig 4.12b

Profil moyen par tour

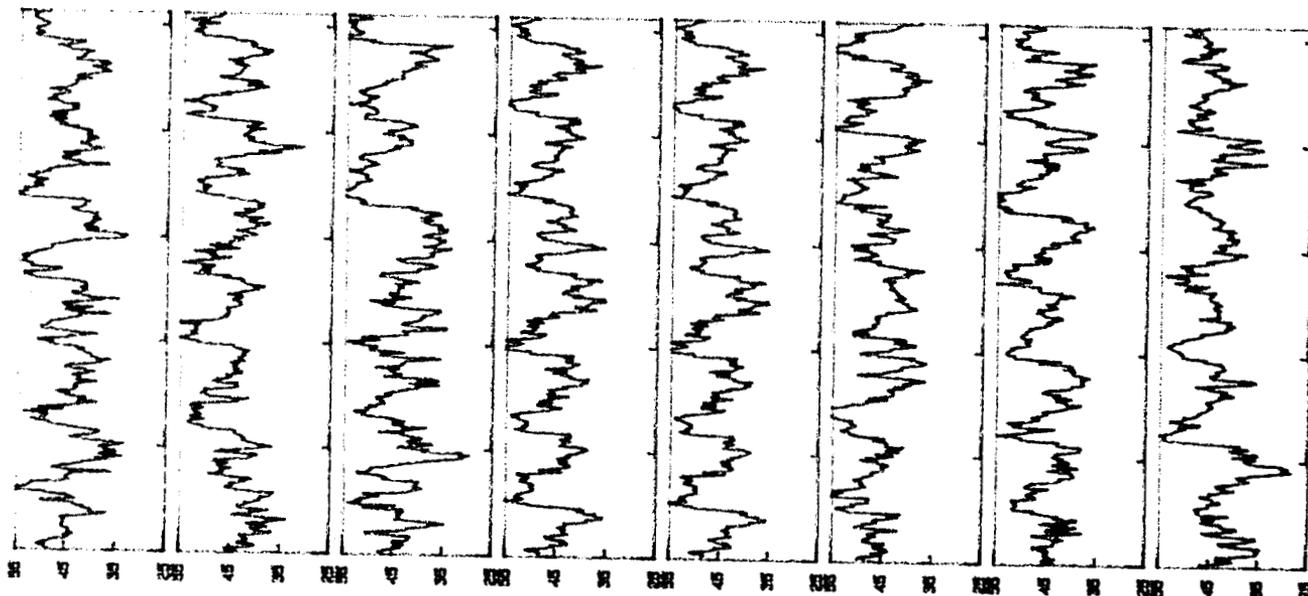


Dispersion par tour



N=2500 tr/min
G/Gn=.608
milieu du canal

Composante tangentielle



Composante radiale

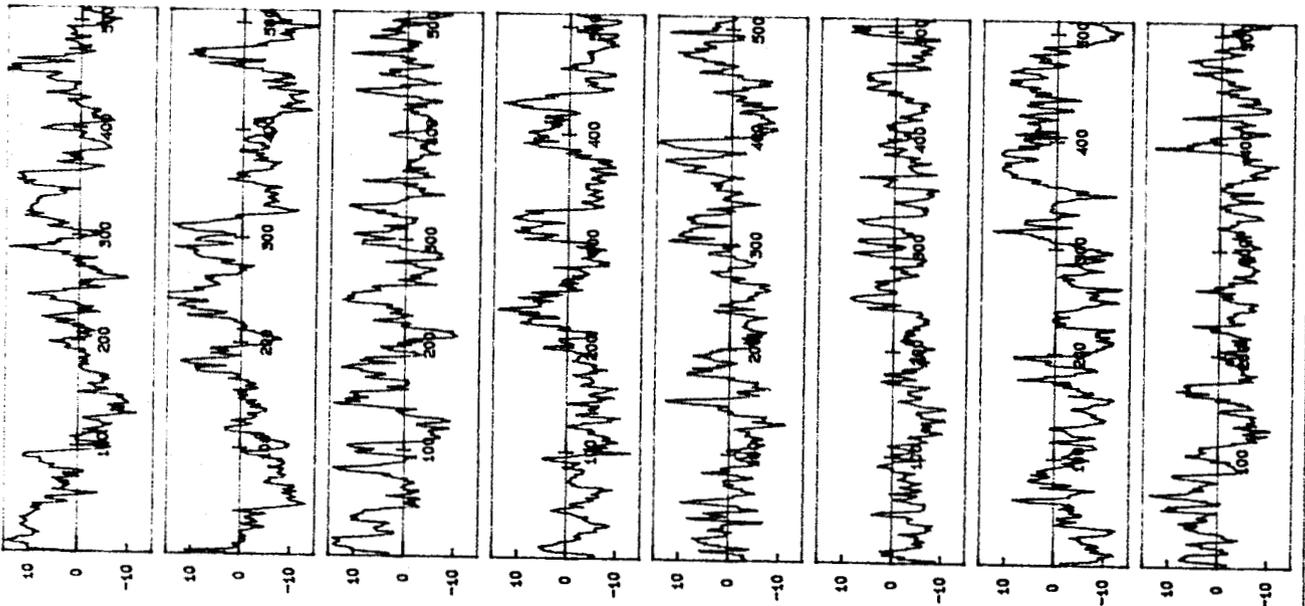
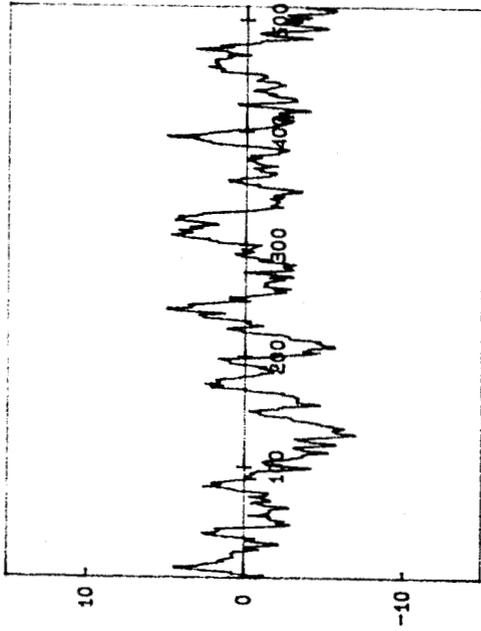
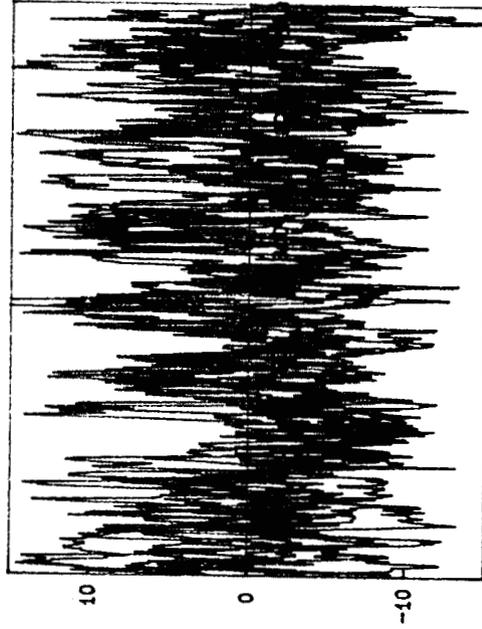


Fig 4.13a

Profil moyen par tour



Dispersion par tour



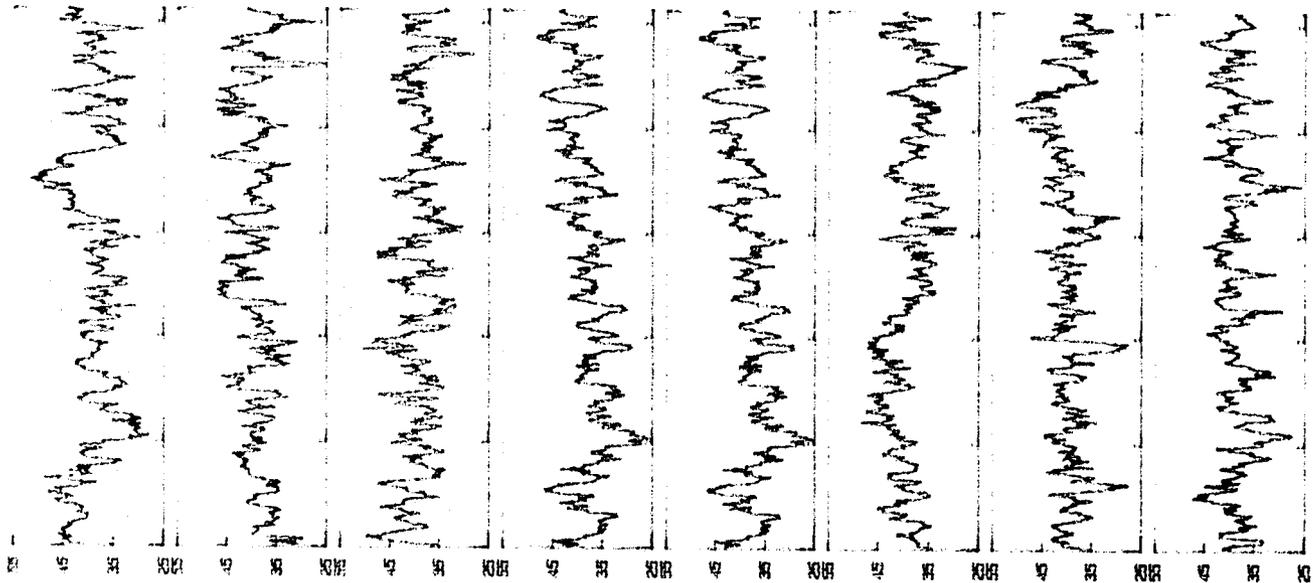
N=2500 tr/min

G/Gn = .608

Cote plafond



Composante tangentielle



N=2500 tr/min
Q/Qn=.608
Cote plafond

Profil moyen par tour

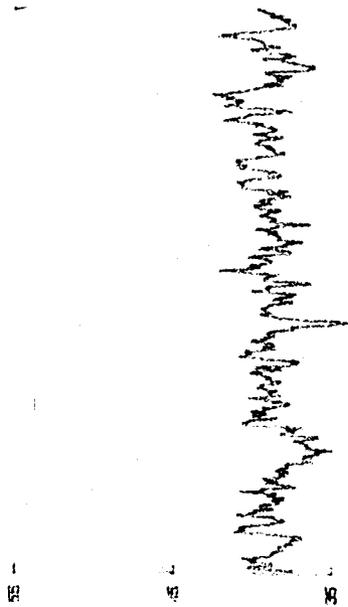
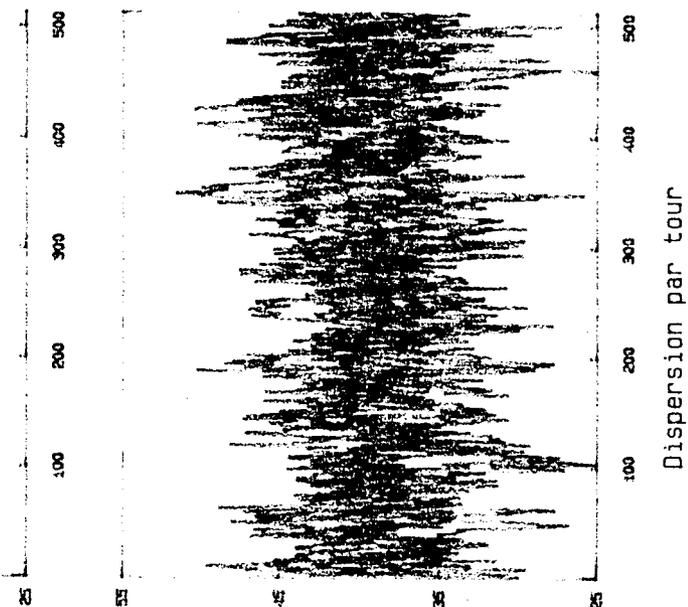


Fig 4.13b



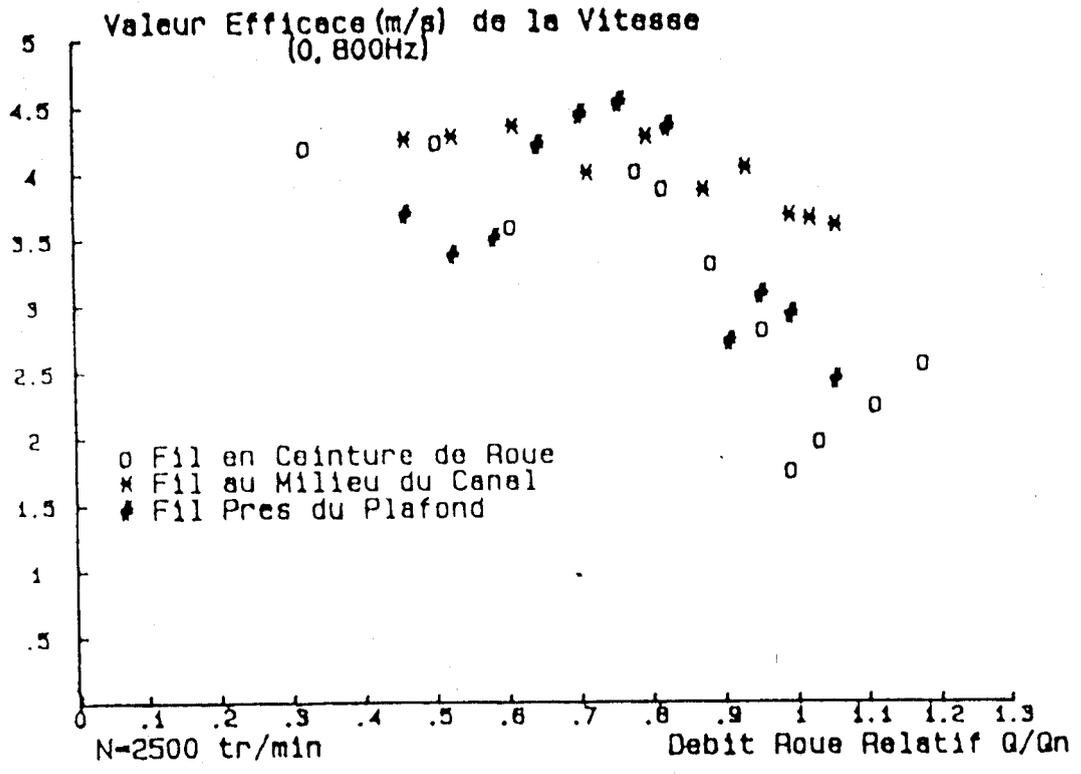


Fig 4.14

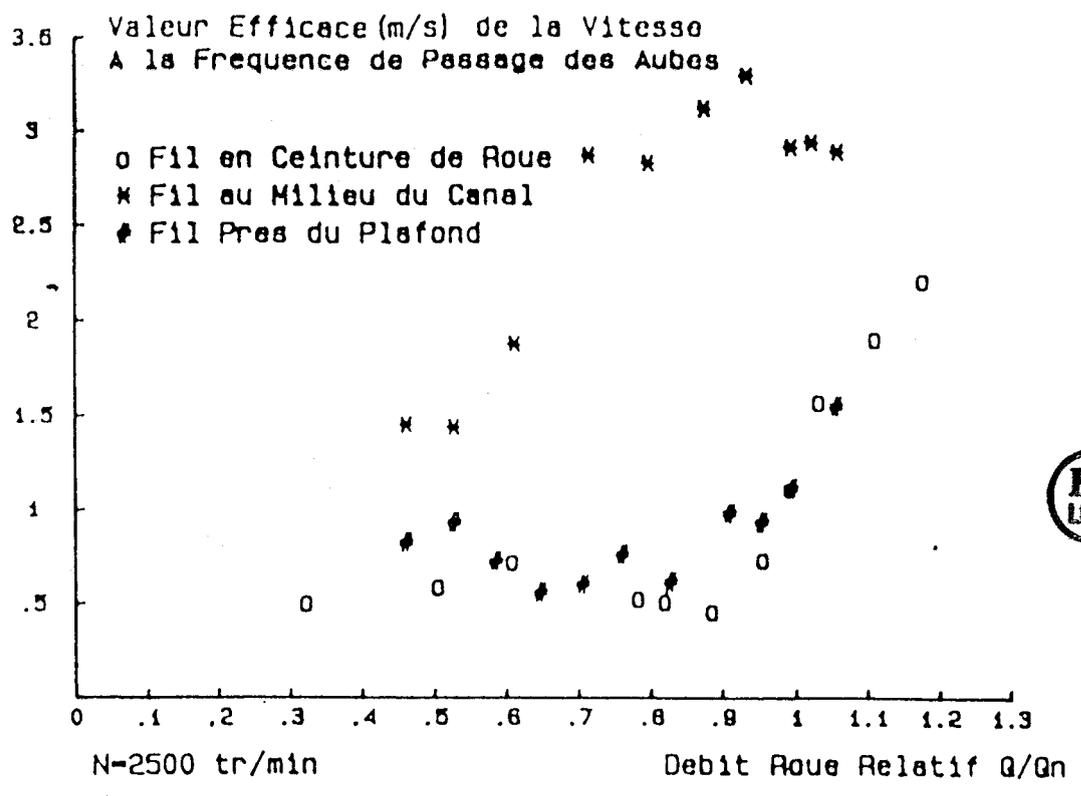


Fig 4.15

Valeur Efficace de la Vitesse a 292Hz

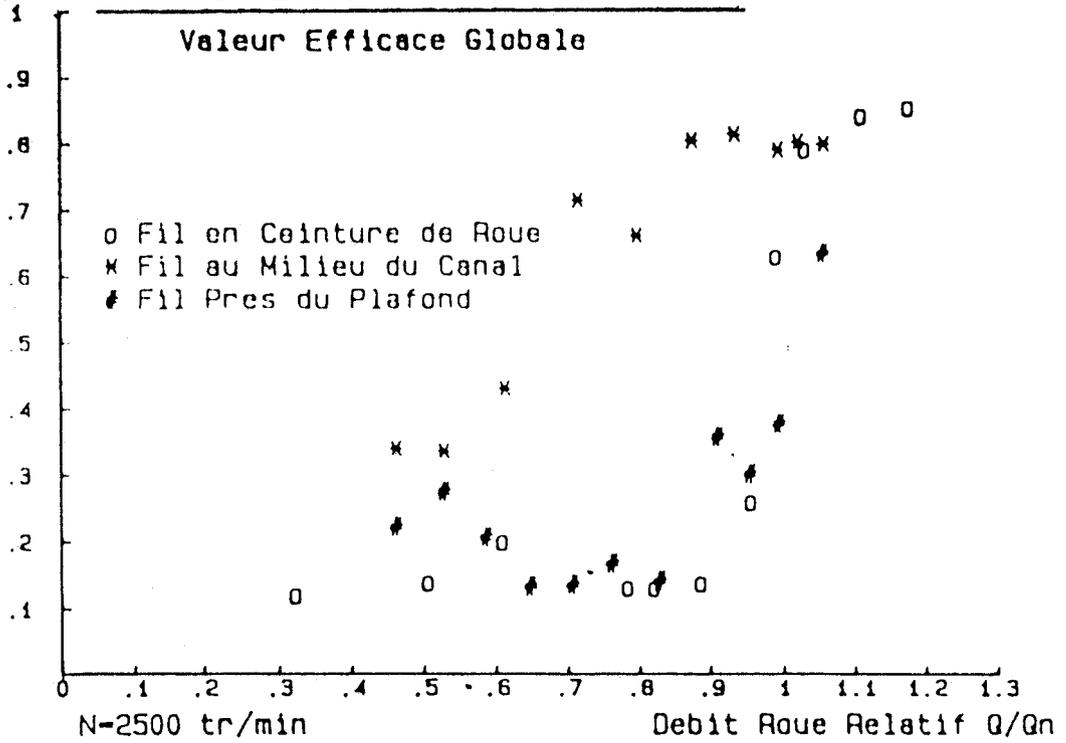


Fig 4.16

Valeur Efficace de la Vitesse a 584Hz

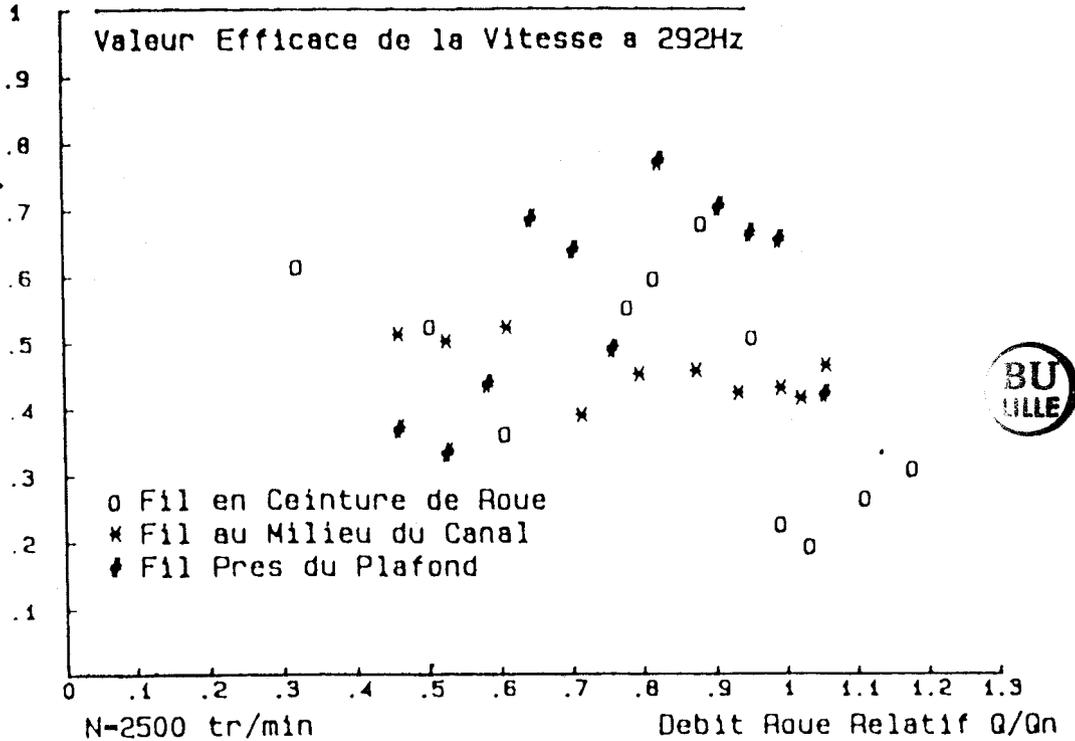


Fig 4.17

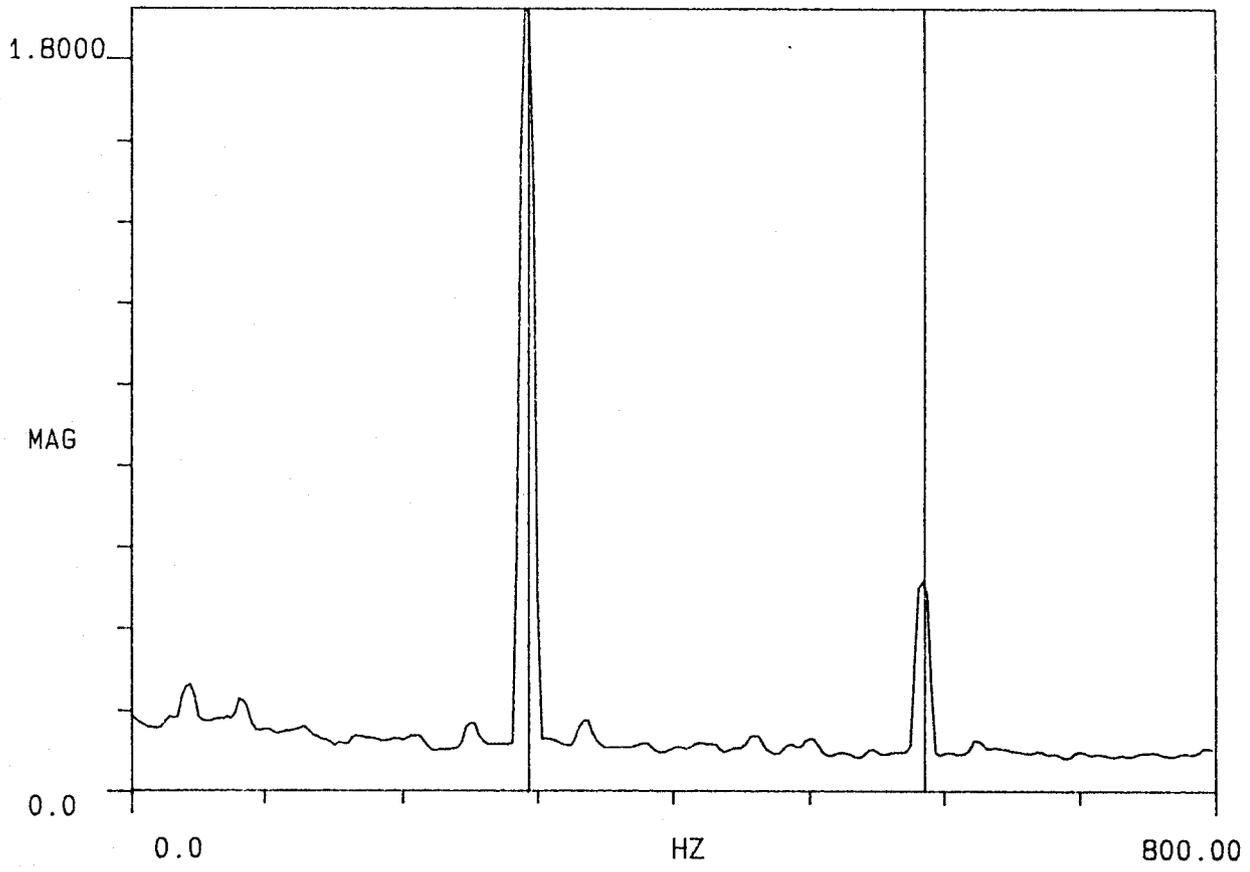


Fig 5.1

X: 292.45
A SPEC 1

ΔX : 292.91
R#: 3

#A: 50



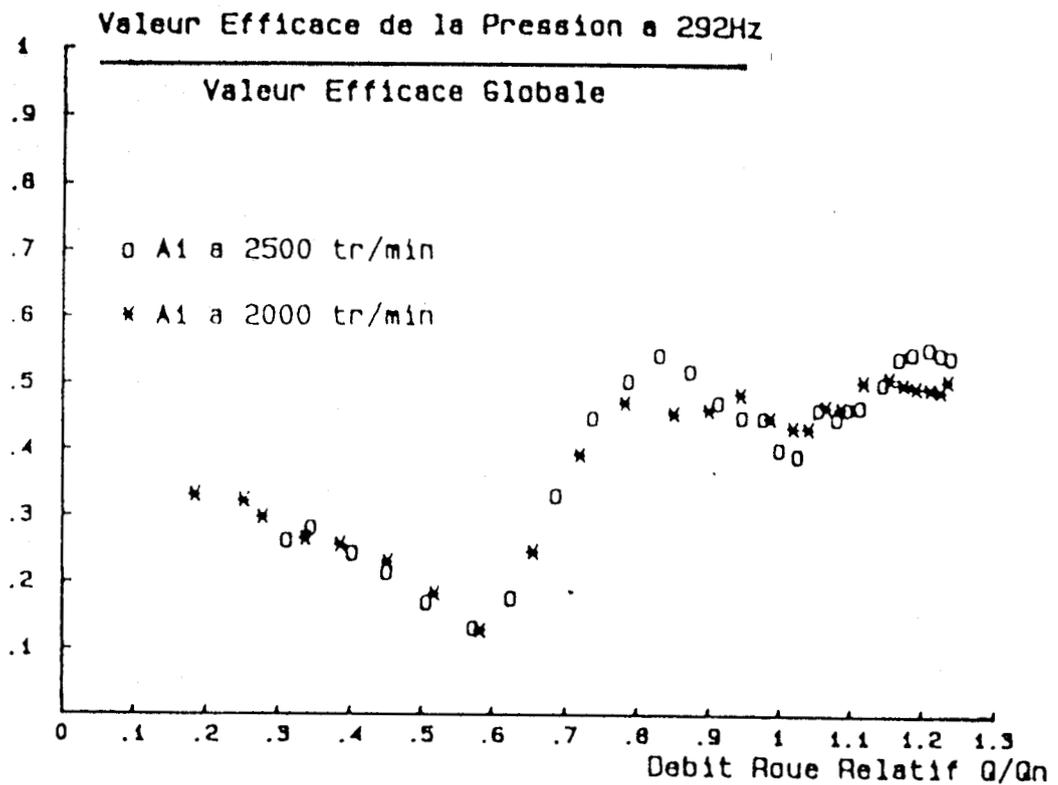


Fig 5.2

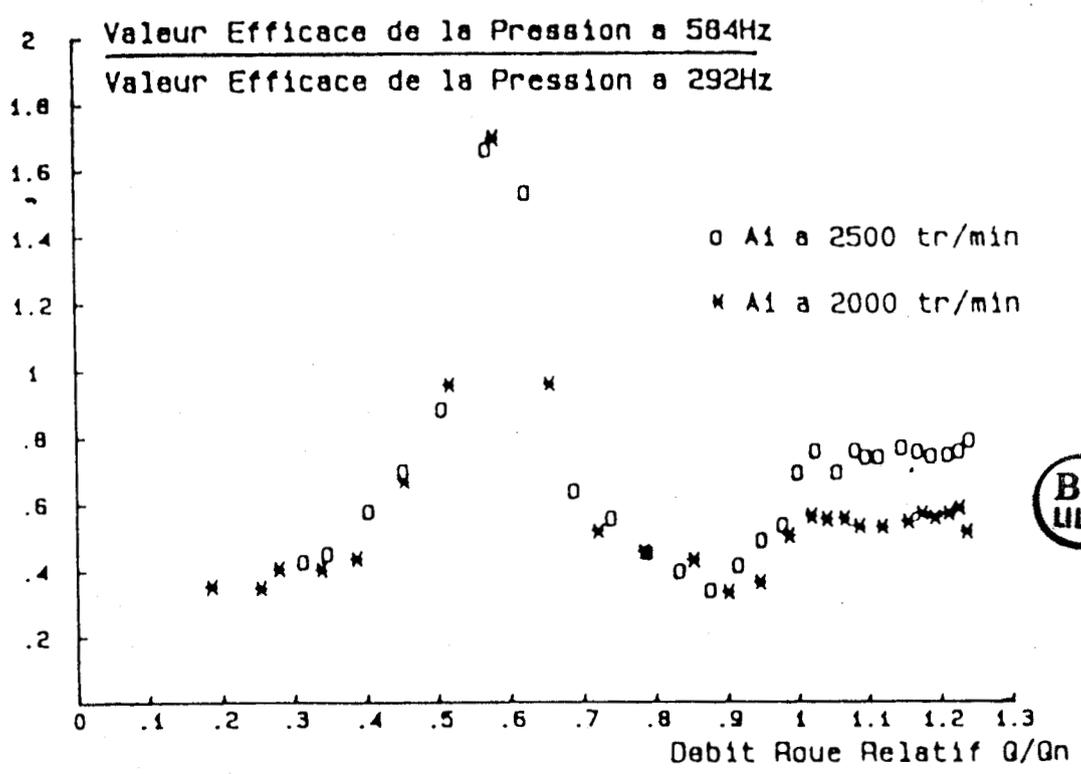


Fig 5.3

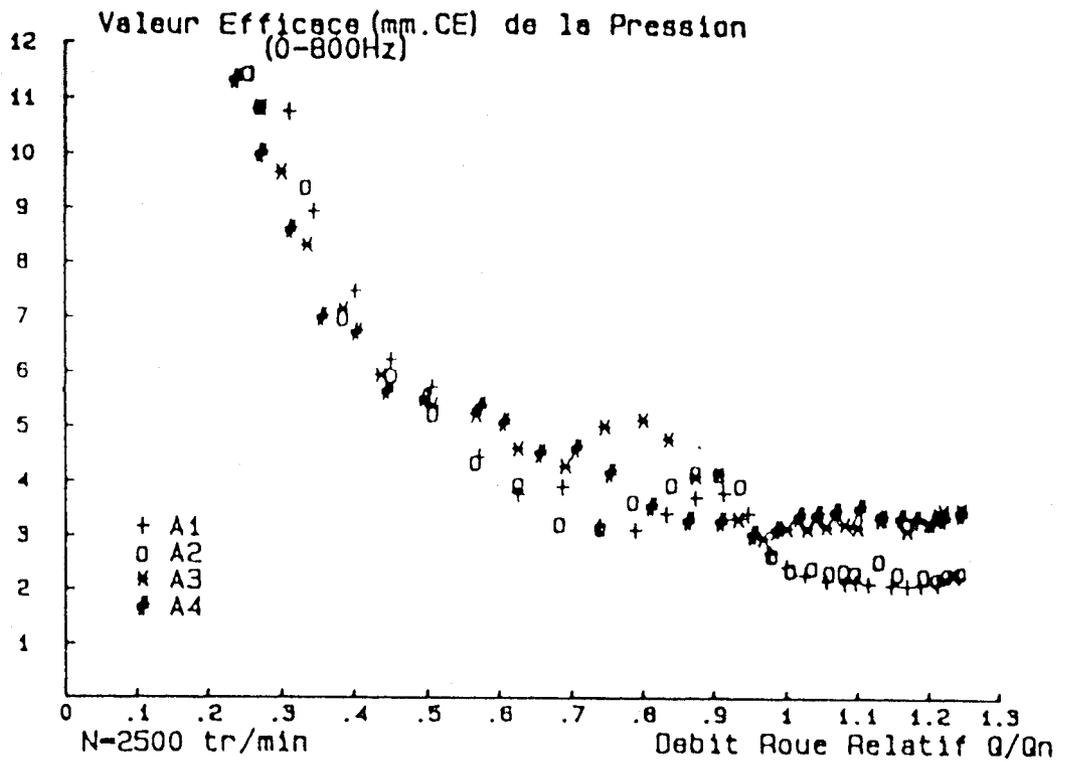


Fig 5.4 influence azimutale

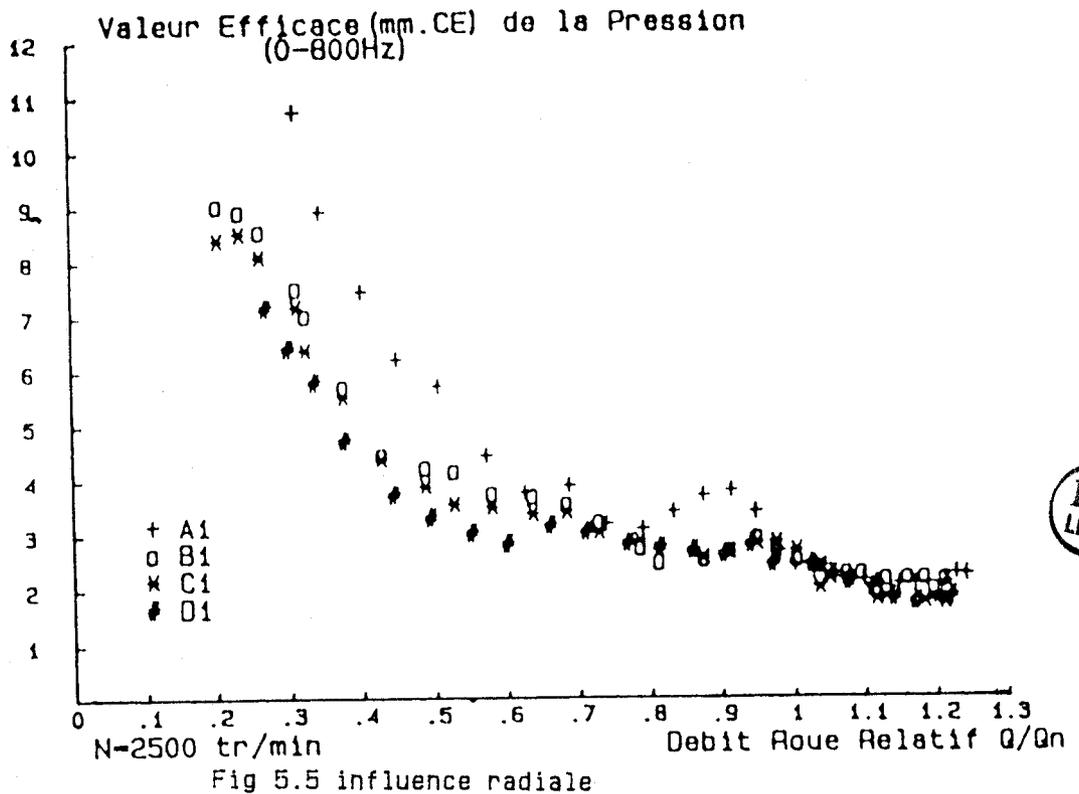


Fig 5.5 influence radiale



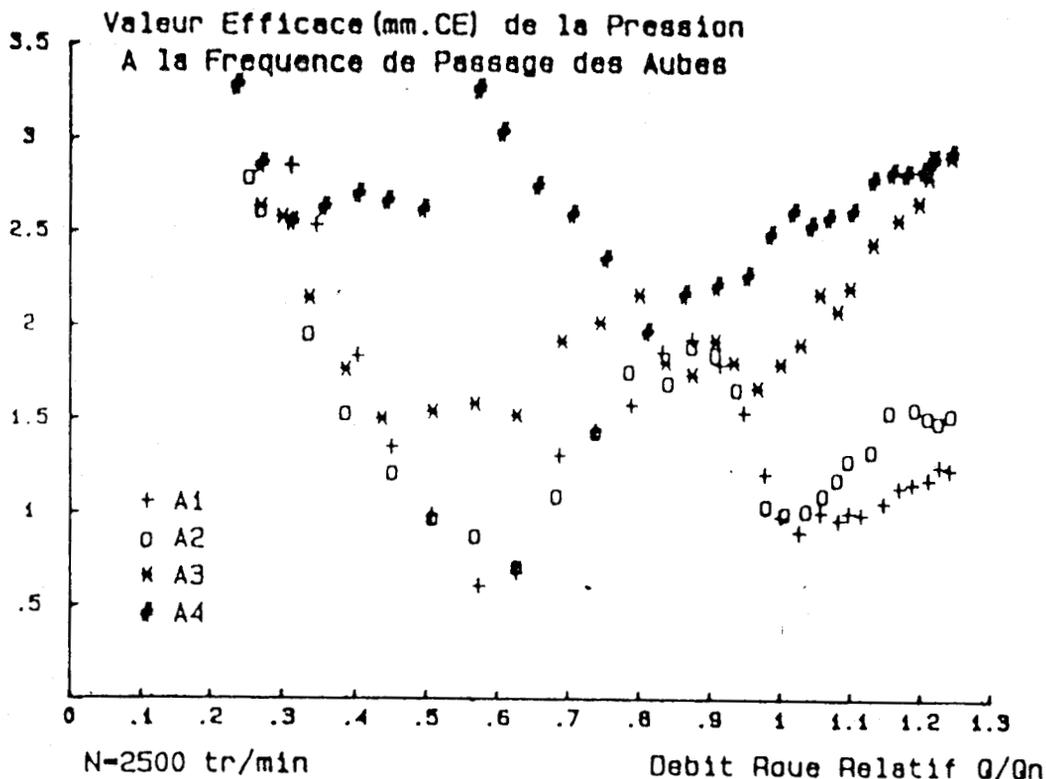


Fig 5.6

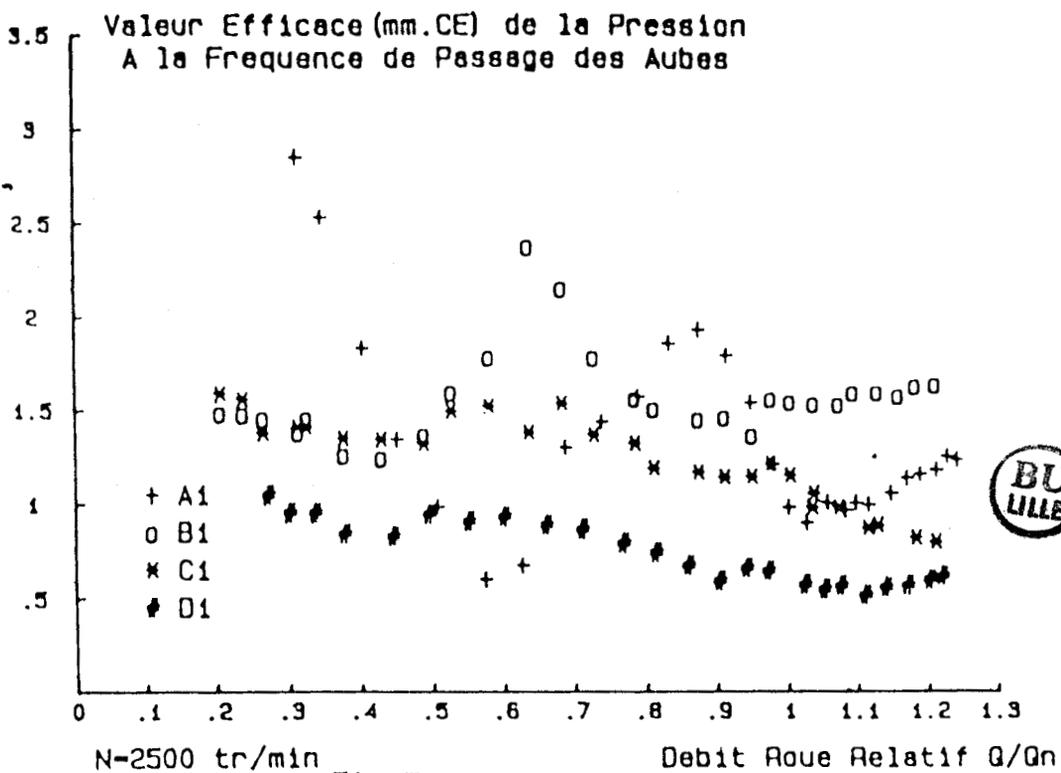


Fig 5.7



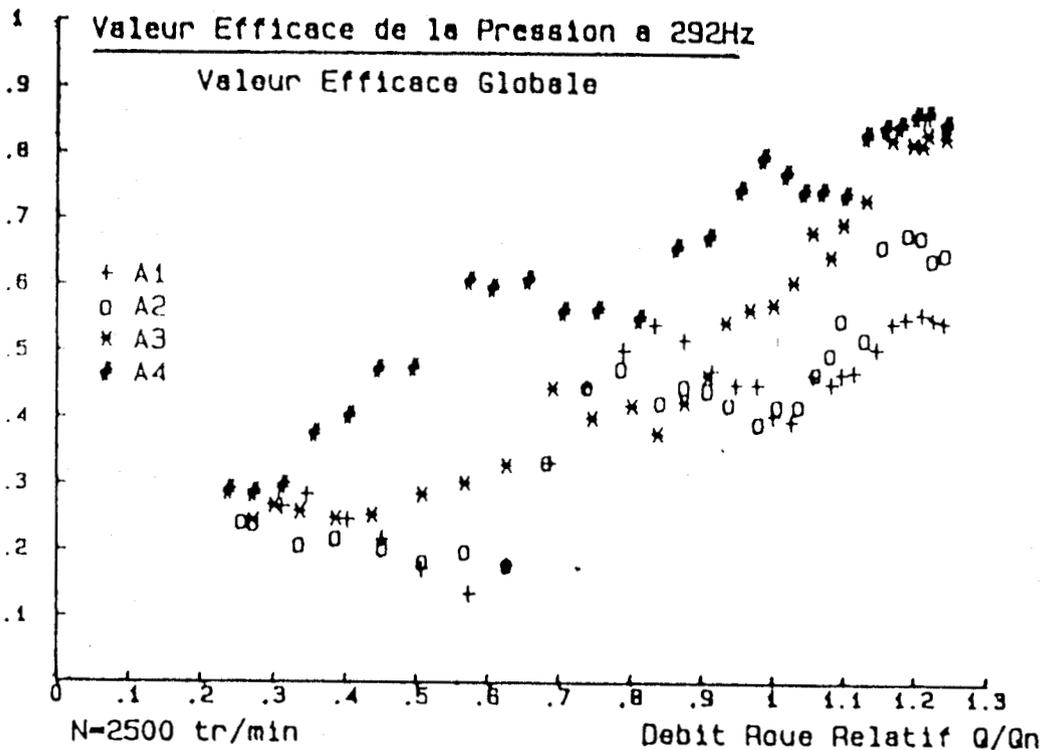


Fig 5.8

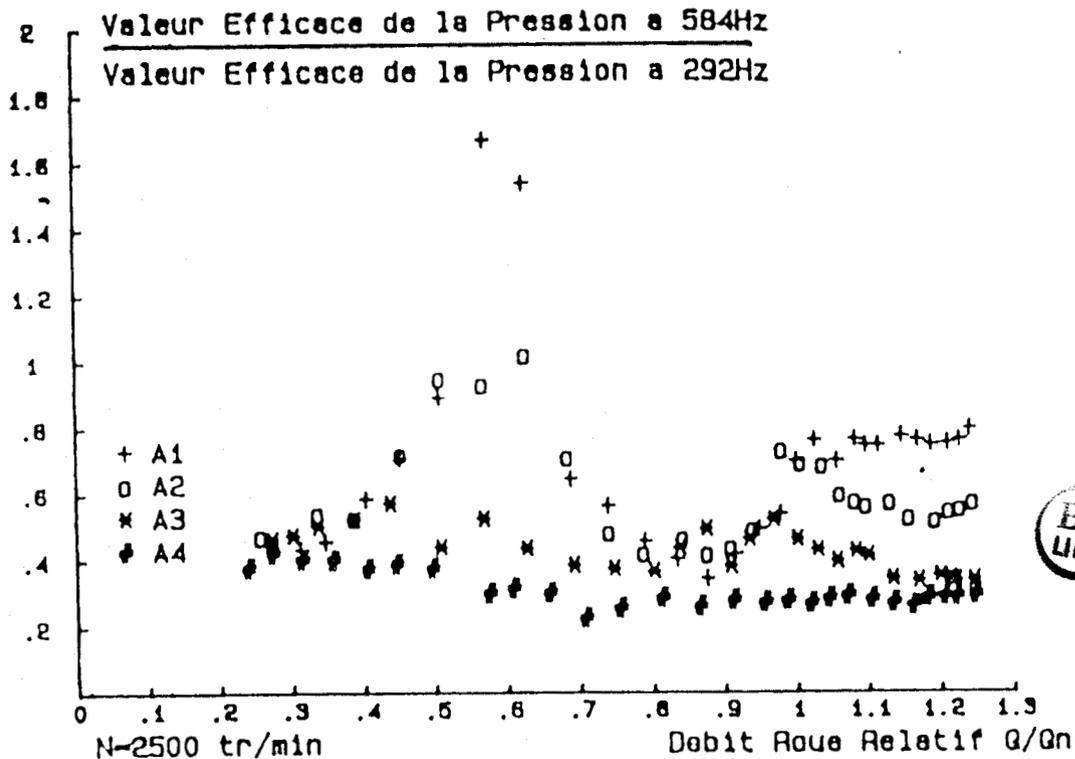


Fig 5.9



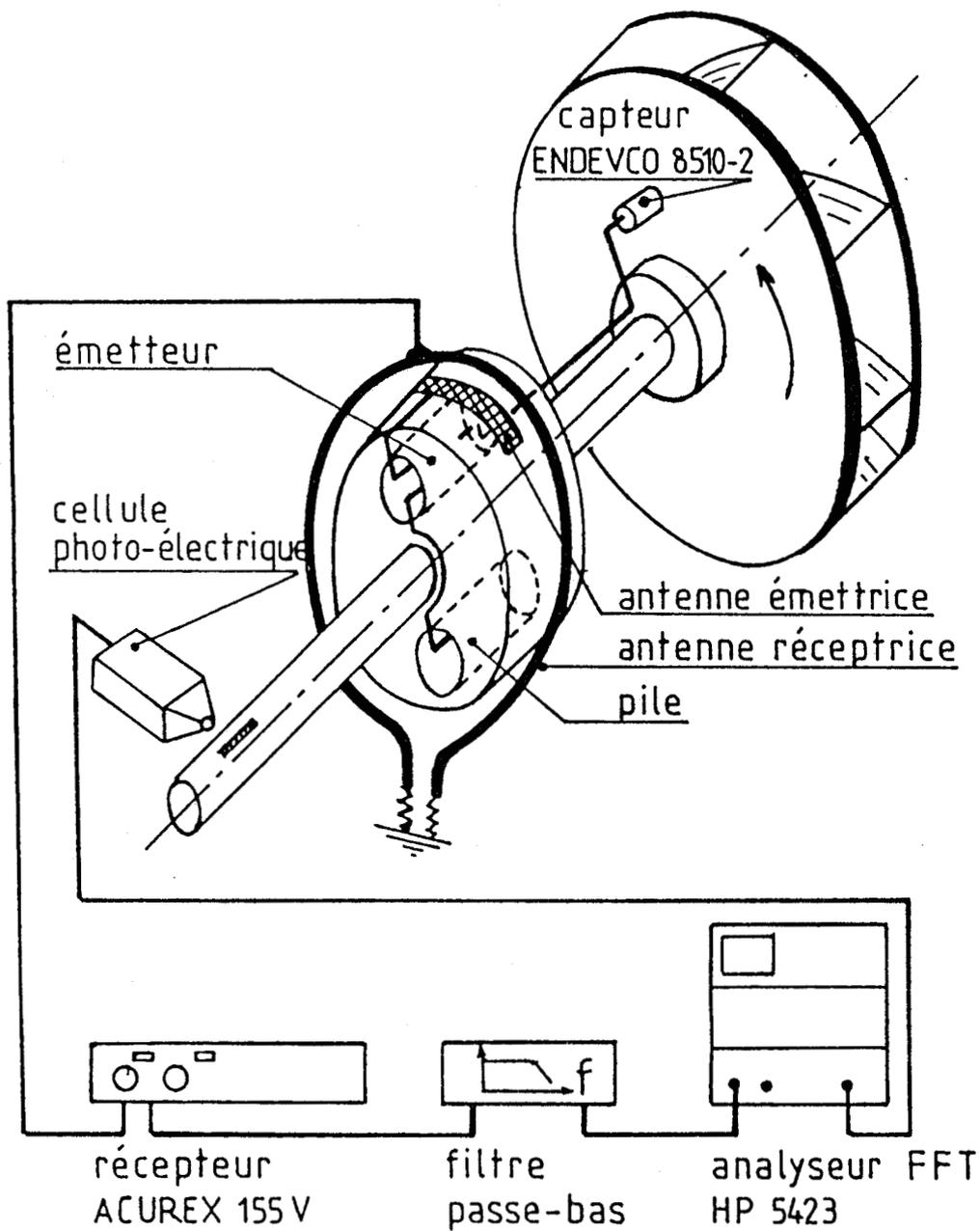


Fig 6.1



Fig 6.2

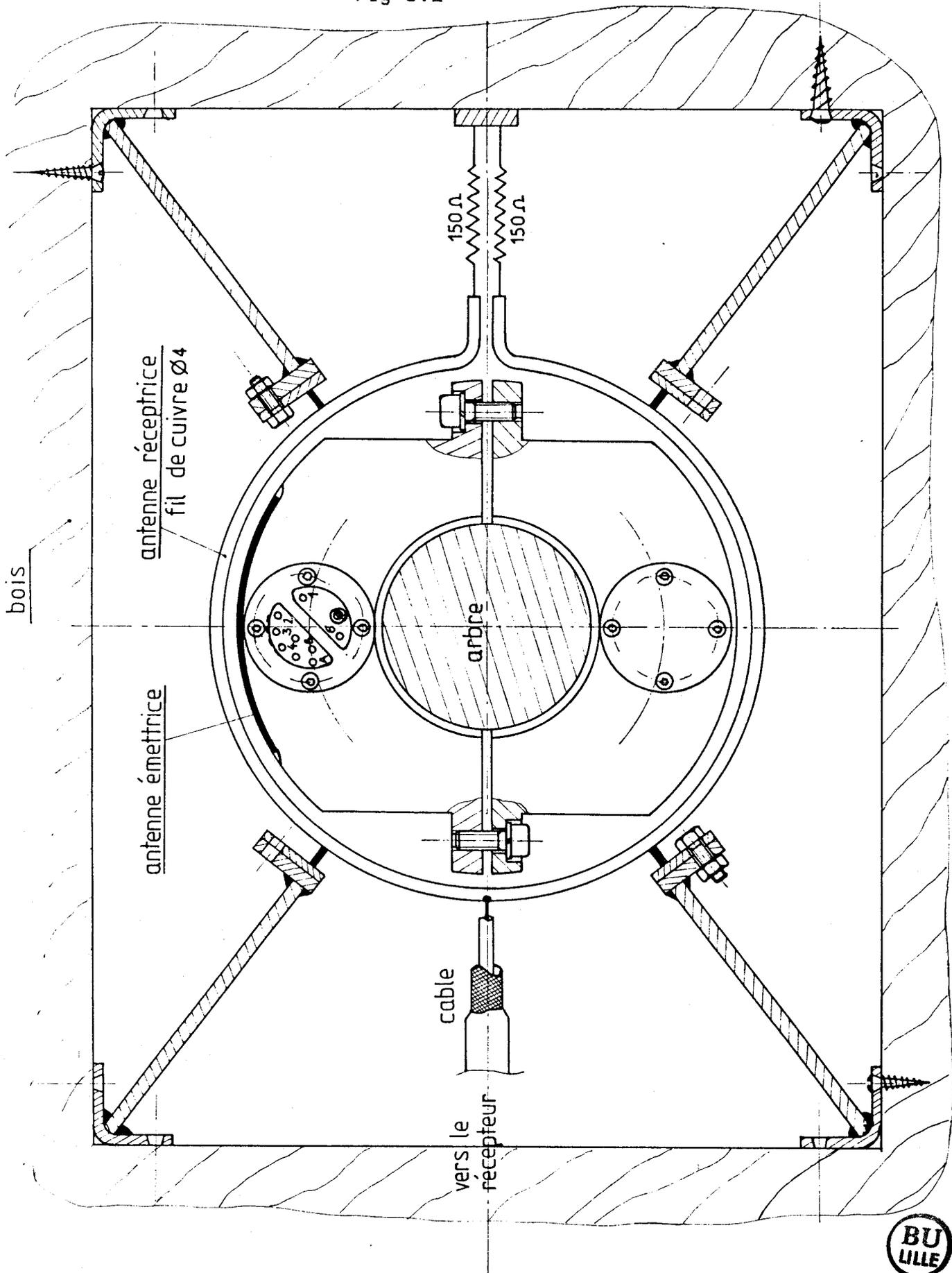
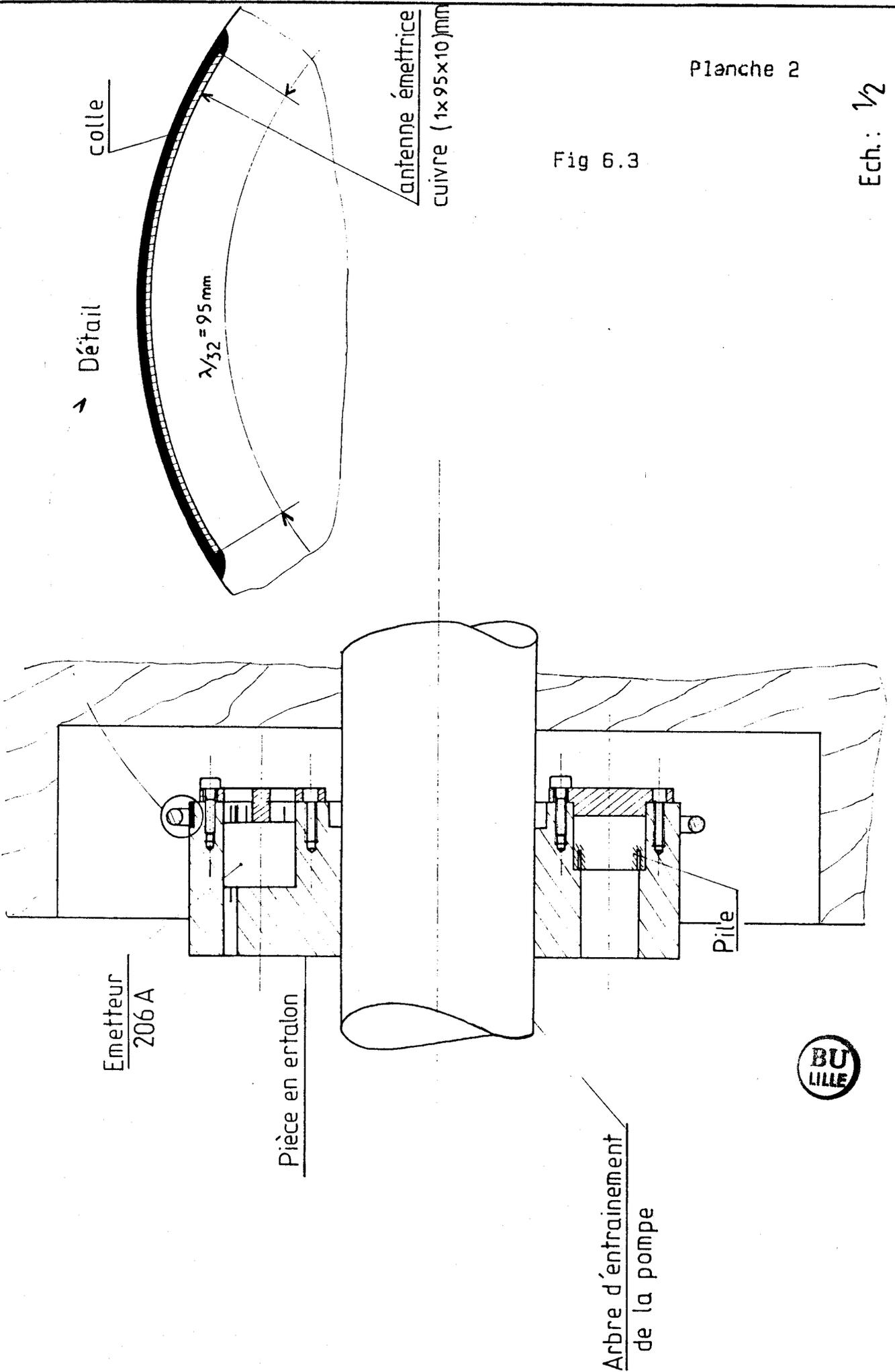


Fig 6.3



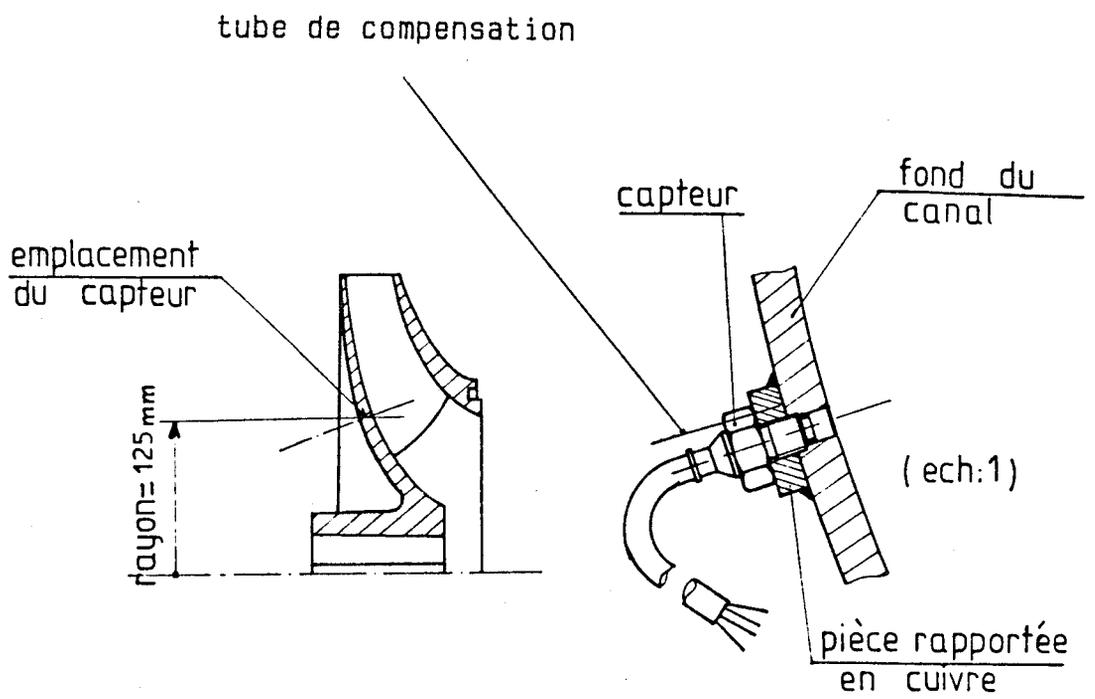
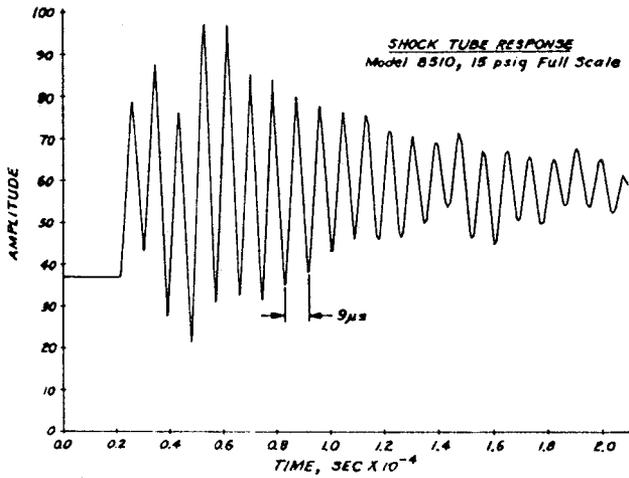
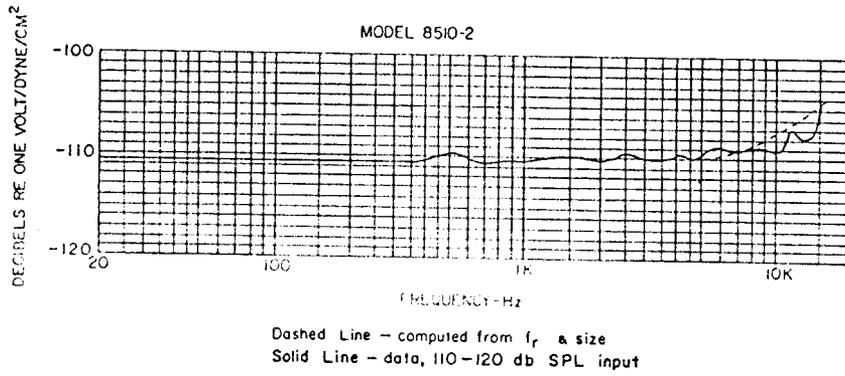


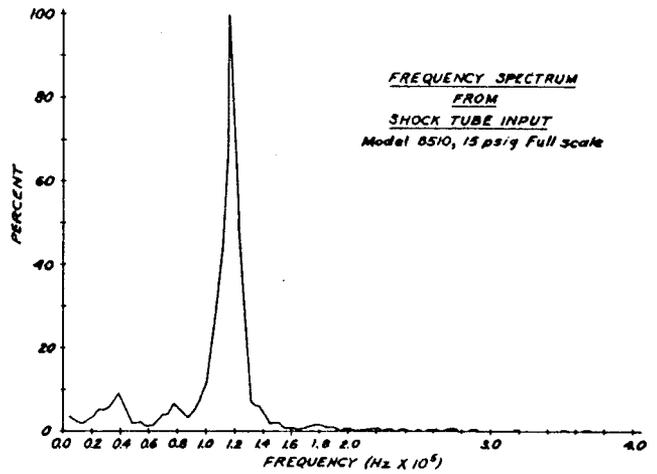
Fig 6.4



Fig 6.5



Transducer response from step pressure input/shock tube (Model 8510, 15 psig full scale)



Transducer response spectrum from shock tube input (Model 8510, 15 psig full scale)



Amplitude et phase de la fonction de transfert

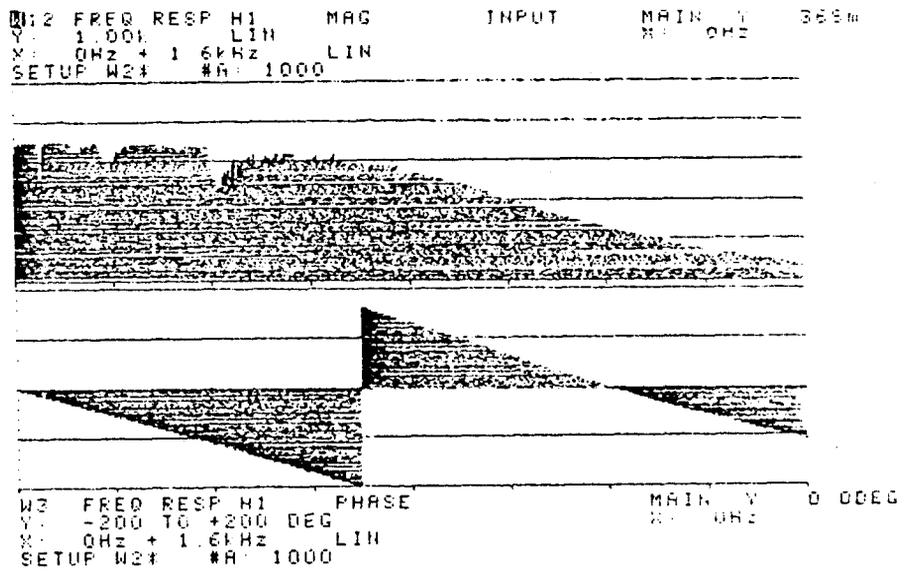


Fig 6.6



Fig 6.7

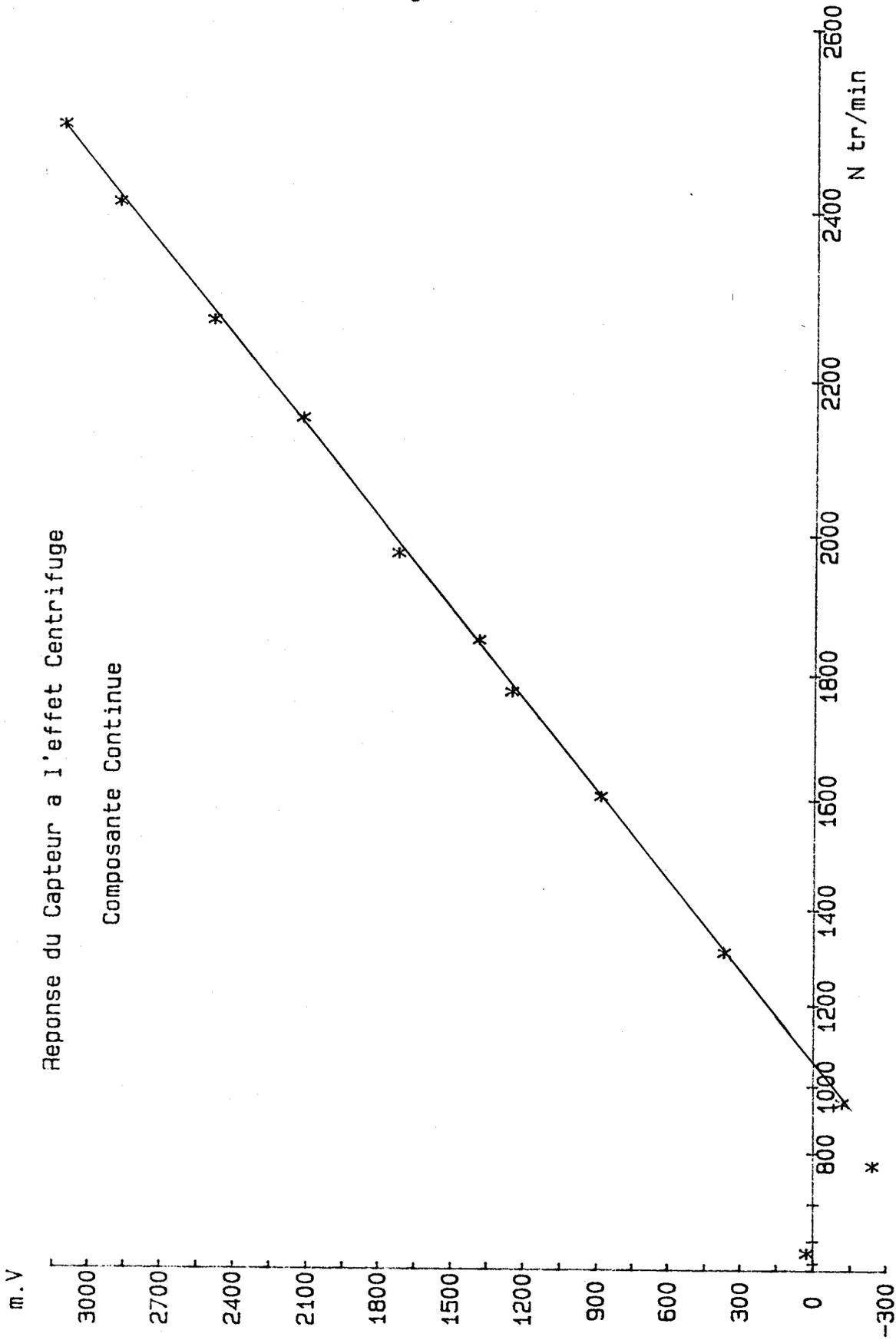
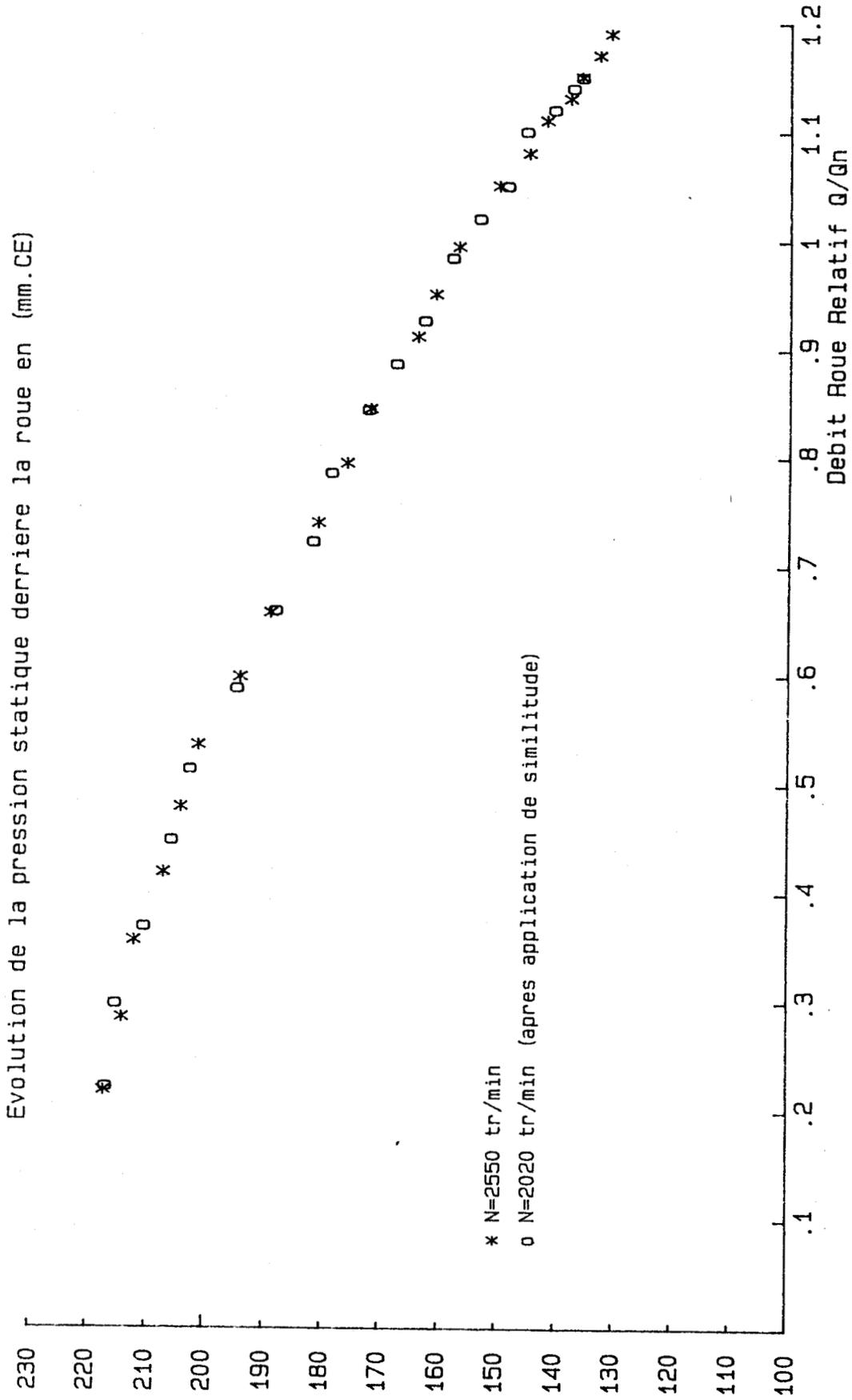


Fig 6.8



Evolution de la composante continue de pression en (mm.CE)

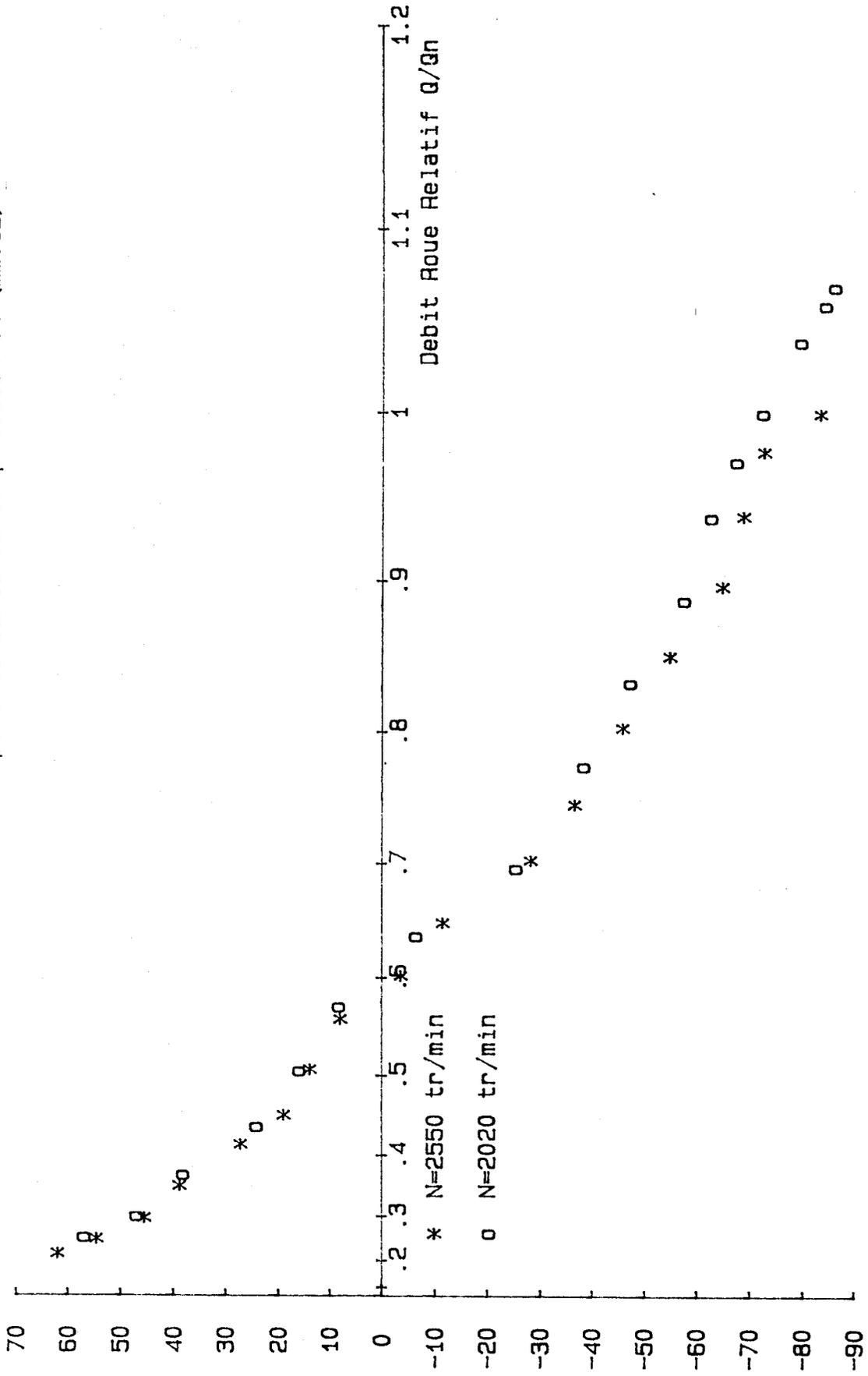


Fig 6.9



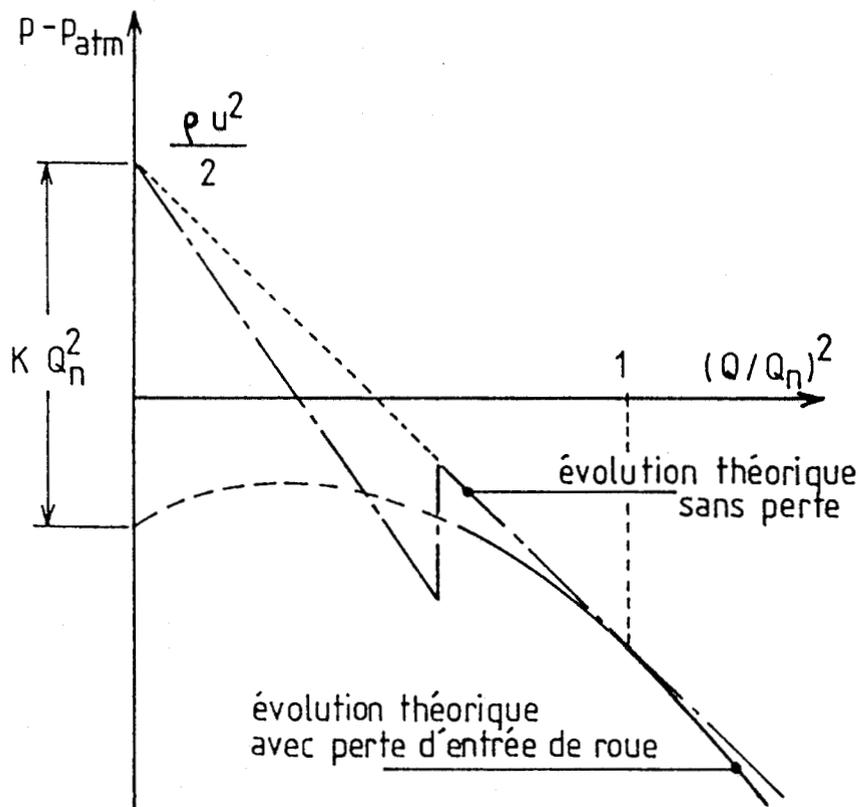
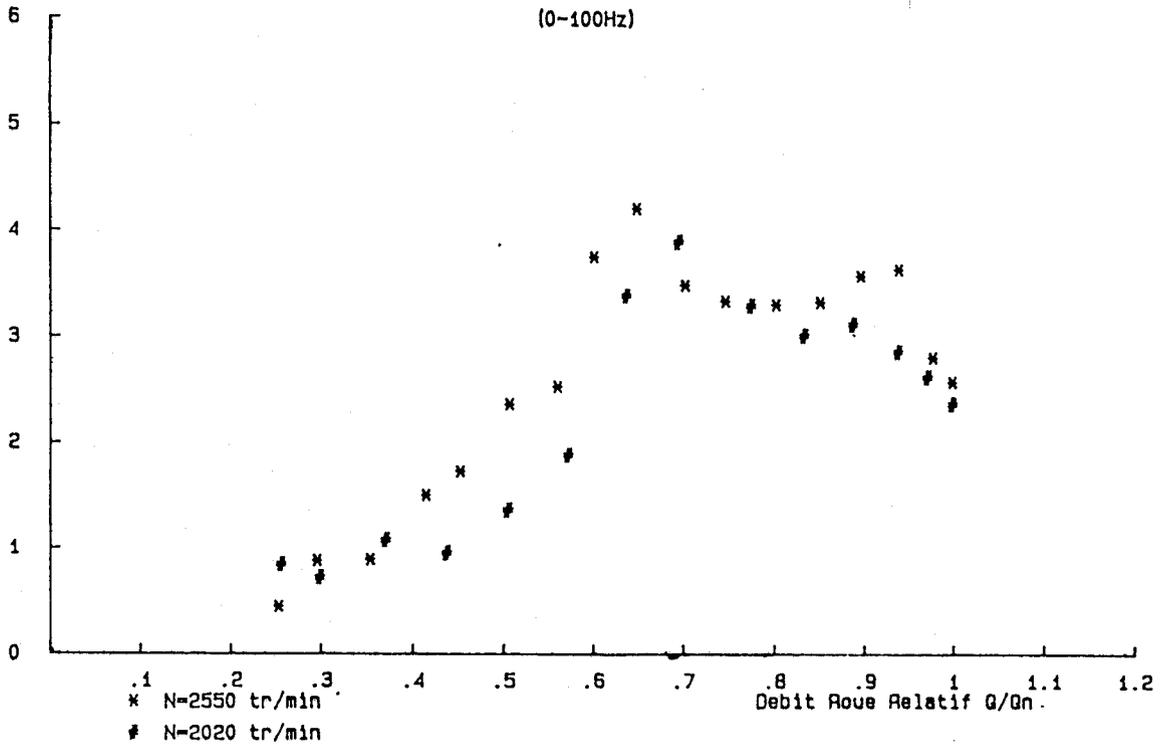


Fig 6.10

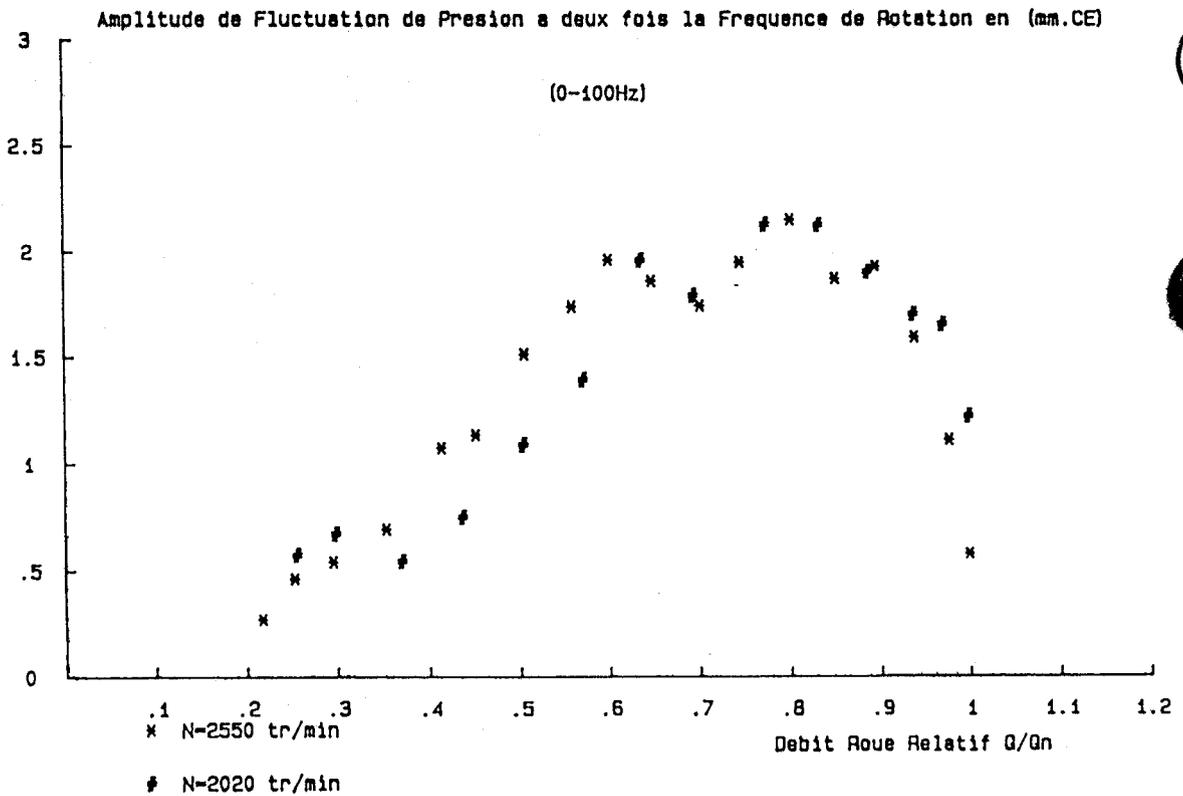


Amplitude de Fluctuation de Pression à la Fréquence de Rotation en (mm.CE)



Valeur efficace des fluctuations de pression à la fréquence de rotation.

Fig 6.11



Valeur efficace des fluctuations de pression à 2 x fréquence de rotation.

Fig 6.12

