Influence de la cavitation sur le bruit dans les circuits hydrostatiques actuels

Influence of cavitation on noise in modern hydrostatic circuits

L. Martin

Poclain Hydraulics S.A.

1. Ordres de grandeur des phénomènes de cavitation dans le matériel hydraulique

Les circuits hydrostatiques utilisés pour entraîner des engins de travaux publics, des machines outils, des matériels agricoles, etc., comportent généralement une pompe, des récepteurs (moteurs ou vérins), des tuyauteries et des valves de réglage (distributeurs, sélecteurs, régulateurs...)

Les pressions couramment utilisées actuellement sont de 300 à 400 bars, ce qui correspond à des débits de 60 à 300 l/min pour des puissances de 50 à 200 CV.

Figure 1

En cas de décharge directe de 300 bars à 0, la vitesse théorique de l'huile est de 260 m/s, ce qui veut dire que la section contractée d'un écoulement de 300 l/min n'est que de 0,2 cm². On voit déjà par cet exemple que les circuits hydrostatiques courants amènent à dissiper par turbulence des puissances importantes dans des espaces restreints. Mais ce n'est pas le seul endroit où intervient la cavitation dans les installations, et nous allons tout d'abord décrire les autres formes de cavitation pour bien clarifier l'objet de l'étude.

1.1. Cavitation pulsatoire liée à la variation de volume d'une chambre de compression.

Il s'agit alors d'un manque de remplissage qui entraîne la formation d'une bulle de vapeur, résorbée au moment

de la compression. On peut rencontrer ce phénomène dans toutes les pompes volumétriques dont on étrangle l'aspiration.

Dans les pompes à engrenages et à palettes, cela correspond à un arrachement de métal sur les flasques ou dans les cartouches.

Dans les pompes à pistons, cela se traduit par des vibrations mécaniques et des pulsations de débit.

Figure 2

Les fréquences de ces pulsations sont fonction de la vitesse de rotation de la pompe et du nombre de pistons, palettes ou dents d'engrenages. Les fréquences les plus courantes sont de 100 à 200 Hz. L'énergie de chaque pulsation peut atteindre 30 joules (1 cm³ à 300 bar).

Ce phénomène de cavitation peut être accompagné d'un effet diesel. En effet, si de l'air dissous dans l'huile est libéré en même temps que la vaporisation de l'huile, le mélange détonne lors de la recompression.

En c, il y a explosion alors que sur la figure 2 il y avait implosion

Figure 3

L'énergie pulsatoire peut être accrue et même doublée.

Le microeffet diesel, étudié par Lorentz [1] dans les écoulements, a été visualisé dans les pompes par Poclain Hydraulics.

1.2. Cavitation dans les films hydrostatiques, hydrodynamiques et élastohydrodynamiques.

Dans ces trois cas, l'écoulement dans les films de faible épaisseur (1 à 20 microns) est laminaire. Que l'origine de l'écoulement soit une pression (hydrostatique), une vitesse d'entraînement (hydrodynamique) ou une déformation (élastohydrodynamique), l'influence de la géométrie de l'écoulement est telle que des zones de dépression peuvent se créer au voisinage de portées à fort gradient de pression.

Figure 4

De phénomène, étudié par Berthe [2] en élastohydrodynamique, est constaté couramment sous des patins, des glaces, dans les paliers ou dans les roulements. Il entraîne une vaporisation, une pointe de température et une oxydation ou attaque chimique, mais il ne modifie pas directement le bruit.

1.3. Cavitation turbulente

Elle se produit dans les écoulements où la pression aval n'est pas suffisante pour empêcher la vaporisation de l'huile due à la chute de pression statique au col de l'écoulement.

Les bulles formées à l'aval immédiat de la section contractée sont entraînées par l'écoulement à des vitesses de l'ordre de 100 m/s et comme leur parcours rectiligne est de l'ordre de quelques centimètres au plus, leur durée de vie est inférieure à la milliseconde. Leur nombre et leur dimension dépendent des conditions de pression amont et aval. Suivant les conditions géométriques de l'écoulement elles implosent au voisinage ou loin des parois.

Figure 5

Le bruit engendré par chaque implosion se transmet par le fluide aux parois et des parois à l'environnement.

Par contre, les vibrations de pression engendrées sont assez vite dissipées dans le circuit.

2. Conditions de cavitation en jet dans l'huile à grande vitesse

Ces conditions ont été étudiées depuis longtemps par plusieurs auteurs. Les résultats ressemblent à ceux obtenus sur les vannes et appareils de réglage pour d'autres fluides et des pressions plus faibles. Les conclusions principales peuvent se résumer ainsi :

- la pression de vapeur d'huile est toujours négligeable par rapport à la pression aval. Cette pression aval doit être exprimée en pression absolue ;
- pour un écoulement donné on peut définir un coefficient de début de cavitation délimitant les conditions avec et sans cavitation ;
- le coefficient peut avoir plusieurs expressions suivant les auteurs. Nous les comparerons plus loin ;
- les coefficients sont variables suivant les géométries, la viscosité et la température. Mais c'est de loin les conditions géométriques qui ont le plus d'influence.

2.1. Pour bien décrire le phénomène, nous allons le schématiser dans le cas le plus simple qui est celui de l'écoulement par diaphragme.

Figure 6

L'écoulement se fait de 1 vers 2 par un orifice de faible dimension par rapport à sa longueur.

Supposons que la pression de 1 soit toujours la même, soit p_1 . Faisons décroître régulièrement p_2 de la valeur p_1 à 0 en contrôlant le débit aval.

Pour les valeurs p_{21} et p_{22} telles que figurées sur le schéma, on obtient au col de l'écoulement des pressions statiques p_3 positives

$$p_3 = p_1 - (\rho V^2/2) \quad V = \text{vitesse dans le col}$$

A l'aval du col une partie de la pression cinétique se transforme en pression statique, l'autre partie est la perte de charge $\Delta p = p_1 - p_2$.

Pour la valeur p_{23} qui donne une pression p_3 nulle, on voit apparaître un nouveau régime avec cavitation à partir du col.

Si on baisse encore la pression p_2 , le débit n'augmente pas, car la vitesse a alors atteint sa valeur limite

$$V = \sqrt{2 p_1 / \rho}$$

mais la cavitation augmente d'intensité et l'énergie consommée en turbulence augmente.

Figure 7

A la limite, quand la pression p_2 est très faible, le jet d'huile est libre et le diaphragme fonctionne en pompe à vide.

Figure 8

Sur la figure ci-dessus on distingue trois zones d'écoulements

$$\begin{aligned} k_c p_1 < p_2 < p_1 & \quad \text{écoulement sans cavitation} \\ k_j p_1 < p_2 < k_c p_1 & \quad \text{écoulement avec cavitation} \\ p_2 < k_j p_1 & \quad \text{écoulement en jet libre} \end{aligned}$$

2.2. Le coefficient k_c de début de cavitation, défini par $k_c = p_2/p_1$, p_1 et p_2 étant des pressions absolues, peut être comparé aux coefficients employés par différents auteurs

— Mac Lellan [3] utilise $k_d = p_2/(p_1 - p_2)$; donc

$$\frac{1}{k_d} = \frac{1}{k_c} - 1$$

— Numachi [4] utilise $k_N = p_2/(1/2 \rho V^2)$, V étant la vitesse moyenne dans l'orifice. Donc, si le coefficient de contraction est ξ ,

$$1/2 \rho V^2 = \xi^2 p_1, \text{ d'où } k_N = k_c/\xi^2$$

— dans les études de vannes basse pression, on utilise [5] le coefficient

$$K_c = (p_1 - p_2)/p_1, \text{ donc } K_c = 1 - k_c$$

On passe aisément d'un coefficient à l'autre, aussi nous utiliserons par la suite le terme k_c .

2.3. Les valeurs expérimentales mesurées par Poclain Hydraulics, par Backé [6] ou par Mac Cloy [7] dans le cas d'huiles hydrauliques (viscosités 20 à 200 centistokes) pour des pressions de l'ordre de 300 bars se résument comme suit :

- Ecoulement du genre diaphragme :

$$0,2 < k_c < 0,4$$

k_c augmente si la viscosité diminue.

k_c augmente si l/d diminue pour d constant.

k_c augmente si d augmente pour l/d constant.

- Ecoulement genre clapet, ou fente, ou tiroir :

$$0,5 < k_c < 0,3$$

k_c est à peu près proportionnel au nombre de Reynolds de l'écoulement pour des valeurs de celui-ci comprises entre 200 et 1 600.

D'autre part, les valeurs donnant le jet libre sont de l'ordre de $k_j = 0,5$ pour les diaphragmes.

3. Bruit direct lié à un écoulement avec cavitation

Ces bruits ont été mesurés dans une chambre sourde sur un bloc dont la surface extérieure mesurait environ 150 cm².

A l'intérieur de ce bloc, on provoquait une cavitation variable avec des diaphragmes et des contrepressions variables.

Les mesures étaient faites à 16 cm de distance. On avait vérifié précédemment que les conditions de champ libre étaient respectées au moins jusqu'à 20 cm.

Figure 9

Les mesures faites en linéaire et en pondération A donnent des résultats équivalents. Nous indiquons les valeurs en dBA.

3.1. Variation du niveau en fonction de k et de la pression p .

Les résultats sont portés sur les graphiques de la figure 10.

On y voit que dans tous les cas l'augmentation de niveau de bruit est de l'ordre de 20 dB. Cette différence a tendance à baisser quand la pression croît.

La montée du niveau de bruit se fait pour des valeurs de k inférieures aux valeurs déduites des mesures visuelles k_c , et d'autant plus faibles que la pression est élevée. Ceci peut s'interpréter par le fait que la chambre réservée à la cavitation est toujours la même, alors que la

Figure 10

vitesse de déplacement des bulles croît avec la pression ; donc la zone de cavitation a tendance à s'allonger et une partie seulement est contenue dans la chambre pour k voisin de k_c .

3.2. Analyse en fréquence des bruits obtenus avec les montages ci-dessus.

L'analyse en fréquence montre que le bruit rayonné par une pièce à l'intérieur de laquelle cavite un écoulement à très grande vitesse se situe principalement entre 6000 et 14000 Hz. La fréquence est d'autant plus élevée que la pression de décharge est élevée.

Figure 11

Nous donnons ci-dessus un exemple d'analyse sur lequel on voit pour différentes valeurs de k l'apparition et la stabilisation de fréquences acoustiques qui disparaissent pour $k = 0$, c'est-à-dire pour les conditions de jet libre.

La pression amont est dans ce cas de 50 bar, donc la vitesse au col d'environ 100 m/s. Comme la longueur de la chambre est 4 cm et son diamètre 2,5 cm, les fré-

quences d'excitation des parois sont de l'ordre de 2 500 à 4 000 Hz.

On voit donc que les dimensions de l'enveloppe dans laquelle se développe l'écoulement aval influent directement sur la fréquence du bruit engendré par cavitation.

D'autre part, on retrouve un résultat classique sur le bruit des soupapes, la fréquence du bruit de celles-ci augmentant quand on augmente la pression de décharge, c'est-à-dire leur tarage.

3.3. Conséquences : Quelques méthodes pour réduire le bruit de cavitation

La première méthode est utilisable dans certaines valves et soupapes. Il s'agit de décomposer l'écoulement turbulent en deux ou plusieurs écoulements successifs. Celui où se fait la plus forte décharge se retrouve ainsi en contrepression, donc ne cavite pas. Il faut cependant s'assurer que la caractéristique pression-débit de la valve n'est pas trop perturbée par cette mise en série des pertes de charge.

Une autre conséquence sur le branchement des soupapes ou des valves dans un circuit est qu'il faut les faire cracher sur un circuit en basse pression plutôt qu'en retour direct aux réservoirs.

Dans la construction des valves elles-mêmes, il faut éviter les écoulements de trop grande longueur sans chicane. Ainsi les fréquences peuvent être repoussées au-delà de la zone audible.

A titre d'exemple, on verra sur la figure 12 quelques types de montage plus ou moins bons du point de vue bruit de cavitation.

	MAUVAIS	BON
Diaphragme		
Soupape		
Circuit		

Figure 12

Références bibliographiques

- [1] LORENTZ H.J. — Mikro Dieseleffekt als folge der kavitation in Hydraulik systemen 0 et P 3 - 1974.
- [2] BERTHE. — INSA Lyon, Thèse de doctorat 1974.
- [3] MACLELLAN, MITCHELL, TURNBULL. — "Flow characteristics of piston type control valves", 1960.
- [4] NUMACHI, YAMABE, OBA. — "Cavitation effect of the discharge coefficient of the sharp edged orifice plate", 1960.
- [5] JULIEN. — Le bruit et les vannes de régulation, Mesures, 1978.
- [6] BACKE. — Kavitation serscheinungen in hydraulischen stromungs widerstanden.
- [7] D. Mc. CLOY. — Discharge characteristics of servo valves orifices, F.P.I. Conférence 1968.