

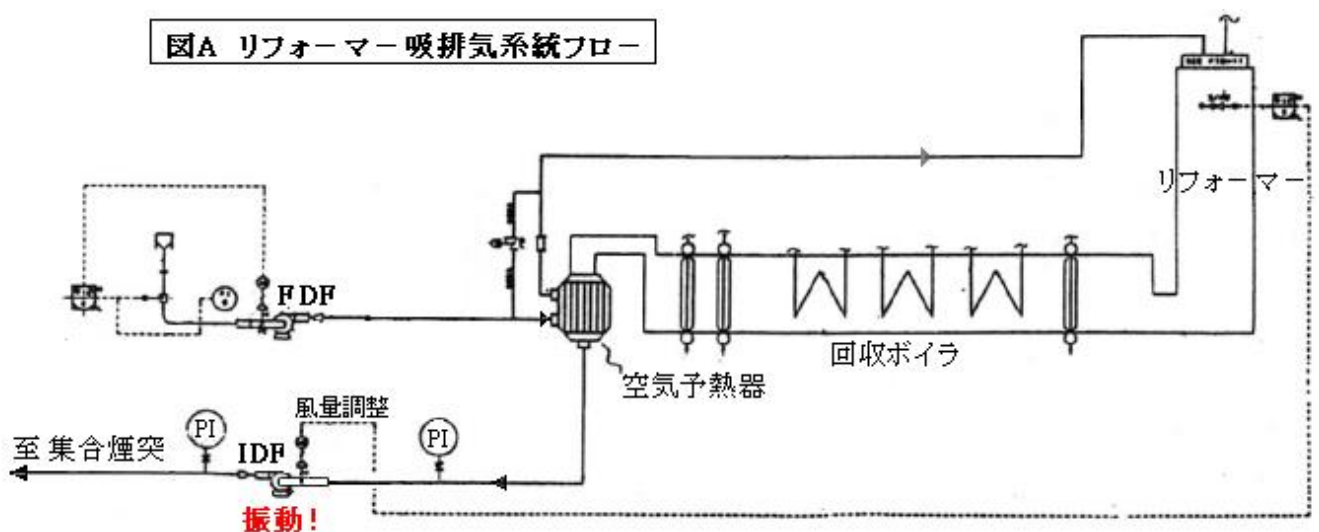
【整番】FE-19-TC-007	【標題】IDF の巡回失速による振動現象		
分類：流れ(流体振動)／種別：トラブル事例	作成年月：H22.1／改訂：Ver0.0(22.1)	作成者：N.Miyamoto	

全 14 枚

## 1.あらまし

水素製造設備の試運転に先立って行われた乾燥焚き運転で、リフォーマー給排気系統の端に位置する IDF (吸引ドラフトファン) 廻りで顕著な振動が観察された。顧客の振動許容基準は厳しく、これをクリアするまで、2 ヶ月余りを費やした。トラブルシューティングの経過は次のようである。この経過に沿って、本トラブルの内実をやや詳しく説明してみたい。

- 8/8 : 乾燥焚き運転で振動を観察
- 8/22 : 振動対策協議
- 8/25～9/5 : #1 対策工事 (吸込ダンパ追加/ダンパ補強など)
- 9/7 : #1 振動確認テスト(全系通風)
- 9/8～16 : テスト結果の分析と検討
- 9/17 : テスト結果報告/協議 (#1 対策不十分→#2 対策へ)
- 9/18～27 : 追加検討/#2 対策立案
- 9/27 : 検討結果報告/#2 対策協議
- 10/3 : IDF 単体振動確認テスト (単体通風テスト)
- 10/4～9 : #2 対策工事 (ファン羽根改造/ダンパ改造/空気予熱器出力改造など)
- 10/10 : #2 振動確認テスト (プレテスト)
- 10/12 : #2 振動確認テスト (全系通風テスト)
- 10/15 : テスト結果の報告→計測振動<許容値(OK)、ファンモータ過負荷の懸念→モータ交換
- 10/19 : IDF モータ交換後の確認テスト→OK 終了



[ 本トラブルの原因は、結局、**ファンの設計不良**に帰結するが、その結論に至るまでの経過を記すことは設計者が同類の問題に直面した時、ある種の行動イメージを与えるのではないかと思います。そこで本 TS では少し詳しく経過を追ってみることにする。]

## 2. トラブルの状況

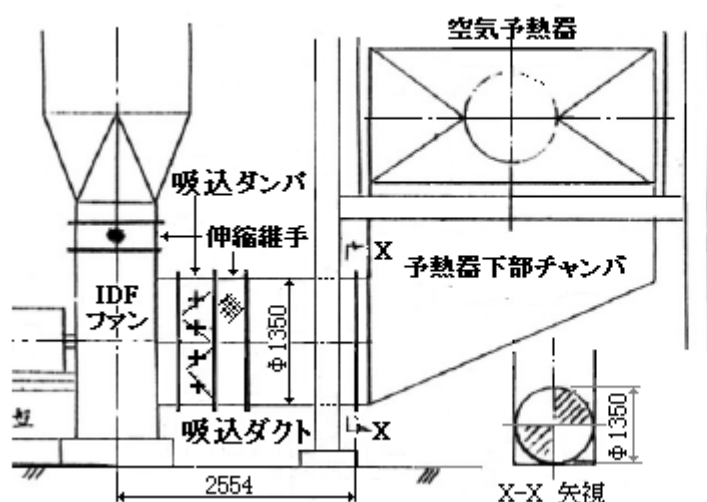
- (1) 振動を起こした IDF はリフォーマー吸排気系統の末端にあり、熱回収後のリフォーマー燃焼ガスを装置外にある集合煙突に導くものである(図 A 参照)。IDF に不具合があるとリフォーマーは停止する。

IDF の入口側は、図 B のようになっている。空気予熱器の下部チャンバから約 2m 長さ程度の吸引ダクトを介してファンに吸気される。ファンの入口には吸込ダンパが直付けされている。このダンパの前には伸縮継手(布ベロー)が設けられている。

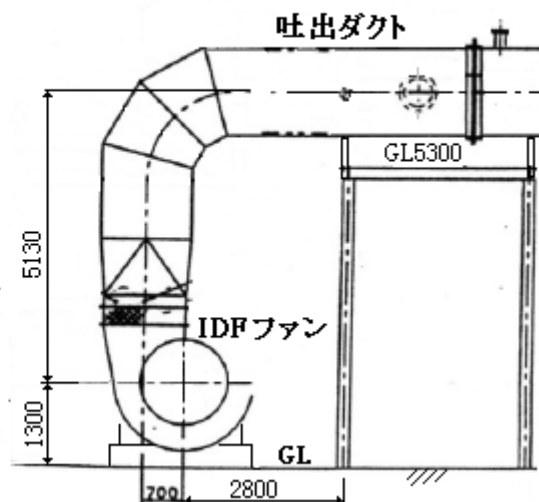
IDF の出口側は図 C のようになっている。ファンの出口フランジに伸縮継手が設けられている。吐出ダクトはラック上を走って、他のダクトと合流しながら集合煙突に向かう。

- (2) 振動は風量調整用吸込ダンパ及びファンケーシングで顕著に観察された。吸込ダンパの構造を図 D に示す。ダンパの羽根は対向翼形式で全 4 枚、締め切りでも羽根の間にギャップがあってシール性はない。IDF の概略構造を図 E に示す。吸い込みコーンから入って単段 8 枚の羽根を経て掃気される。

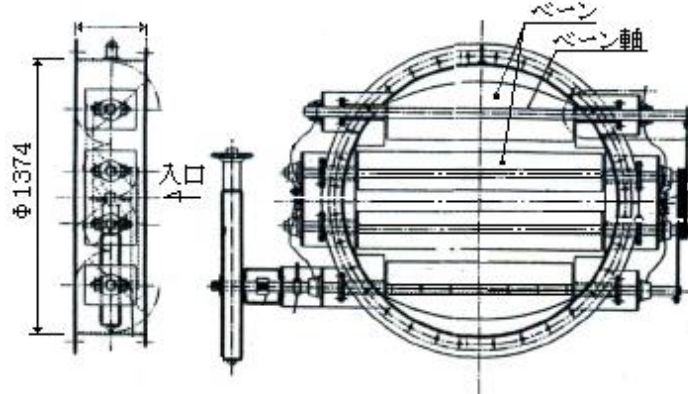
図B IDFの入口形状図



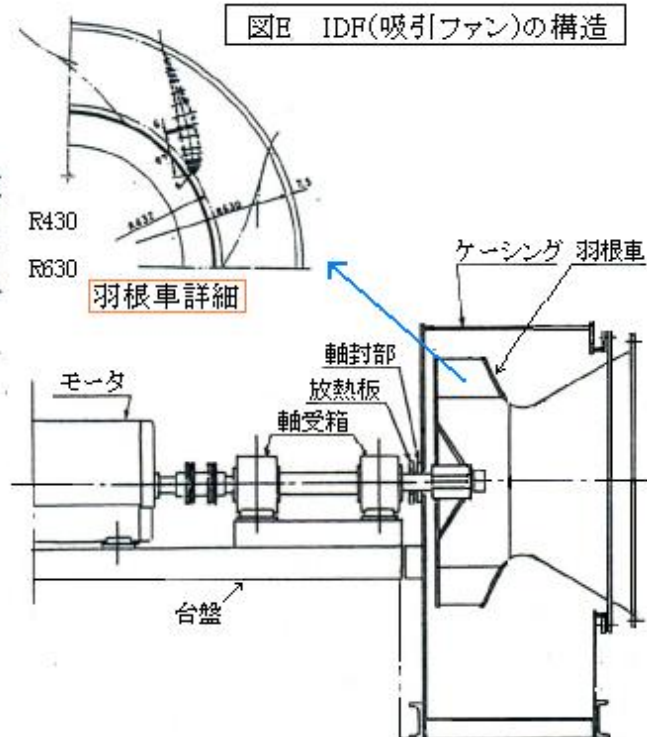
図C IDF出口形状図



図D 吸込みダンパ構造

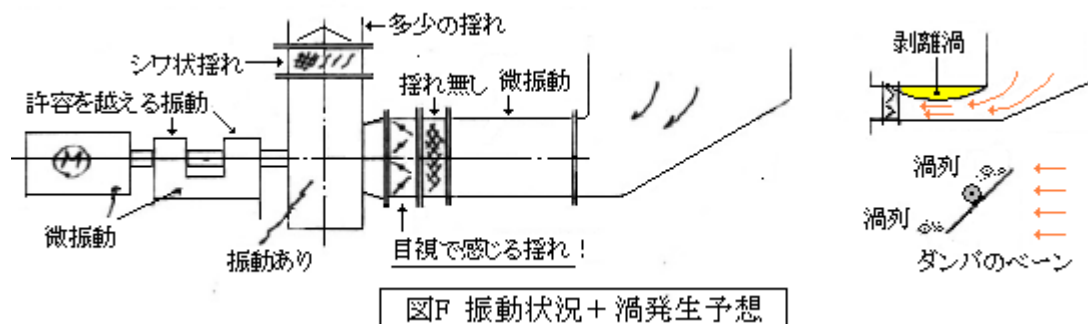


図E IDF(吸引ファン)の構造



(3) 振動は乾燥焚き運転で観察された。この時の風量は定格の 45%(3 万 Aqm<sup>3</sup>/hr 位)で、風圧 1400mm Aq、温度 70～80℃(定格 150℃)、ダンパ開度は 22%(50～60%負荷相当)であった。揺れの状態は、ダンパケースの揺れが目立って大きい。ファン軸受台の振動が許容 50  $\mu$ m を大きく越えている。揺れの方向はブロワ軸方向が顕著。ダンパ/ケーシング以外の揺れは吐き出し側のフレックス継手にシワが走る外、余り目立たない。

	ダンパ	ファン
揺れ(全振幅)	Max.512 $\mu$ m(ケーシング)	Max.261 $\mu$ m(ファン入口) Max.230 $\mu$ m(ケーシング)
卓越周波数	20Hz(512 $\mu$ m), 18.75Hz(294 $\mu$ m)	43.75Hz(126 $\mu$ m), 18.75Hz(94.5 $\mu$ m)



### 3. 原因とメカニズム(当初の推定)

(1) 現象的には明らかに流体振動。振動源としては、

- ① ダンパベーン後流の渦振動→+メカニックな不安定?
- ② 吸込ダクト入口の曲がり部の剥離渦の影響
- ③ ファン羽根の旋回失速による振動

の 3 つが挙げられた。

①の場合、ベーンの渦列振動数が 20～24Hz 程度と予想され、振動計測値の 20Hz に近い。ただ渦振動は流れ方向(ファン軸方向)に直交する方向に揺れるので、直接には原因にはならない。然るにベーンの開度制御メカニズムがうまくいっておらず、これと渦振動が結びついてベーンの開度変化→ダンパ前後の差圧変動が起きているのでは?と疑われた。これは ”ダンパの絞りがきついと、振動が顕著になってくる” という送風機メーカーの経験が根拠になっている。

②の場合、剥離渦は大きく基本の渦周波数は 1～5Hz 程度と思われ、計測値の 18.75/20Hz とは合わないが、高次成分が流体柱の固有振動数と同調して増幅して下流に伝播したのでは?と疑われる。ただダクト及び伸縮継手が微振動に留まることが説明できない。

③の場合、失速による渦周波数は 20Hz 付近にあり計測値に近くて最も蓋然性が高い。

サージングなど他の原因も含めて、ユーザ/プラントメーカー/送風機メーカーの 3 者で議論したが、明快な結論は得られず、結局、① &/or ②の渦振動 + 共鳴/共振現象 ではないかという結論になった。

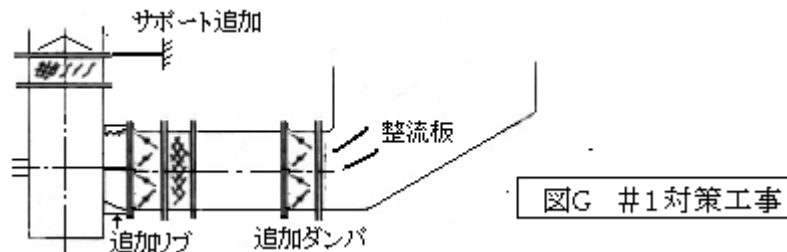
なお③については、次の理由から、上記の渦振動説を優先させて、対策を保留することになった。

- ・下流の吐出しダクトに入口側ほどの顕著な揺れが存在しない。
- ・旋回失速があると周辺に低周波騒音が起こるが、その気配が殆どない。
- ・殆ど同一仕様の IDF が稼動に入っていたが、まだ振動クレームがでていない。
- ・工場試験で低風量域における振動が確認されていない(但し明確でない)。

低周波騒音はメーカーの経験による。失速説の蓋然性は強いが、結局、この経験が重視された。

(2) 以上の議論から、次の対策が施行されることになった。

- 吸い込みダンパを吸い込みダクト入口に追加し、これを固定絞りとして用い、ファン入口のオリジナルのダンパを可変絞りで用い、可及的にその開度を大きくする。
- ダンパケーシングとファンケーシングを 4 箇所、リブで連結する(オリジナル 2 箇所連結)
- 予熱器下部チャンバ出口に簡易的な整流板を挿入する→剥離渦防止
- ファンの出口側のダクトフランジにサポート追加(架構より支承)→揺れ防止



(a)は羽根の後流渦/曲がり部の剥離渦の緩和/解消を狙うもの。特にメーカーの経験を重んじてファン入口のダンパの絞りを緩和する。前述のように乾燥焚き運転ではダンパ制御が思わしくなくリフォーマー炉内圧の安定が得られなかった。この場合ダンパはかなり絞られ(20%開)、微妙な開度変化でダンパの前後差圧が大きく変動する疑いがある。ダンパの2段絞りで入口開度は10%程度アップする。

(c)は、追加ダンパの整流効果を考えれば、多分に”駄目もと”的なものである。(d)は現場の自主的な追加、多分に気分的なもの。

#### 4. #1 振動確認テストとその結果

(1) 上記の対策工事の後、その効果をみるため振動確認テストを行った。通風は常温で昇温は無し。

テストは追加ダンパを一定開度(25%, 45%, 55%の3通り)にセットして、オリジナルダンパの開度を全閉から最大開度(ファンモータ出力限界)までUPして実施。

(2) しかし振動は思ったほど収束しなかった。乾燥焚き運転の時の振動と比べダンパ/ファンケーシングの揺れは**30%程度減少**しているが、吐出ダクトの揺れが顕著になってきた。各対策の効果は、

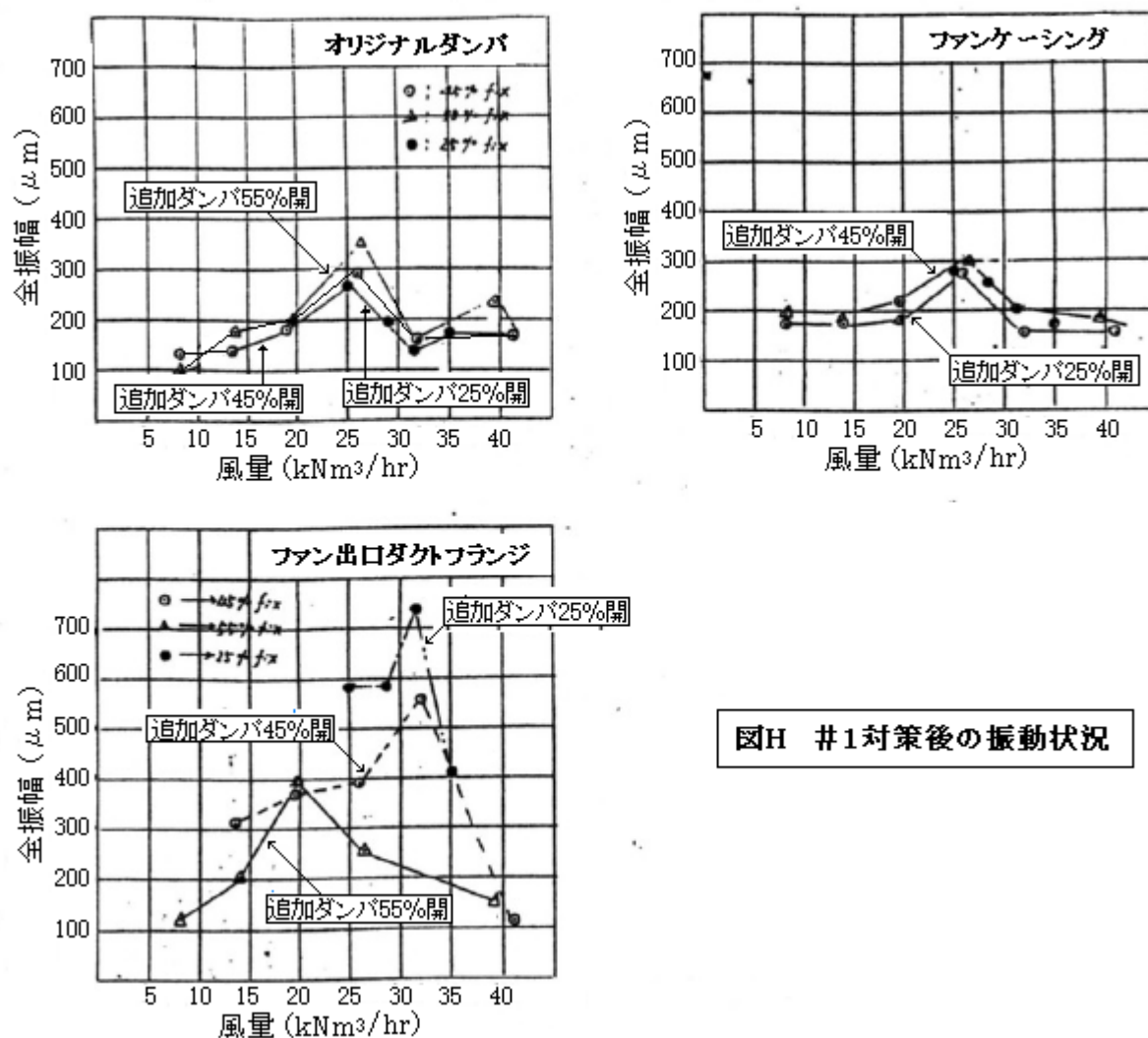
- ・吸込みダンパ追加/整流板追加→10～20%の効果しか認められず、但し炉内圧制御は改善傾向。
- ・ダンパファンケーシング連結→それなりの効果あり。
- ・ファン出口ダクトフランジのサポート追加→効果なし(揺れ増加の原因には非ず)。

この結果から当初想定した[渦振動+共鳴/共振現象]は否定的になった。

(3) また、振動計測の結果から次のことがわかった。

- ・本振動に**風量依存性**があること。即ち 25～26.5KNm<sup>2</sup>に振動のピークがあること(下図)。
- ・非常に風量が小さい時は 40Hz、それより大きなピーク域で 18～40Hz の卓越周波数があること。

- ・追加ダンパの開度が小さくなるほど即ちオリジナルダンパの絞りが緩くなるほど、ダンパやファンケーシングでは揺れが若干減少する。一方ファン出口ダクトフランジでは、逆に大きく揺れが増加し、ピーク点も大きく移動する。ダクトフランジの揺れに特異性あり。



図H #1対策後の振動状況

これらの結果から、保留しておいた**巡回失速**の疑いが強まった。巡回失速の周波数は、

$$f_s = 0.72 i \times \text{RPM} / 60 \quad (i = \text{失速セル数}, \text{RPM} = \text{ファン回転数})$$

流量が非常に少ないとき失速セル 2 ケで 42Hz、流量が増えてくると失速セル 1 ケで 21Hz となる。これは計測結果によくマッチしている。巡回失速は低風量域で現れる。

[ 巡回失速については補足 A 参照のこと。]

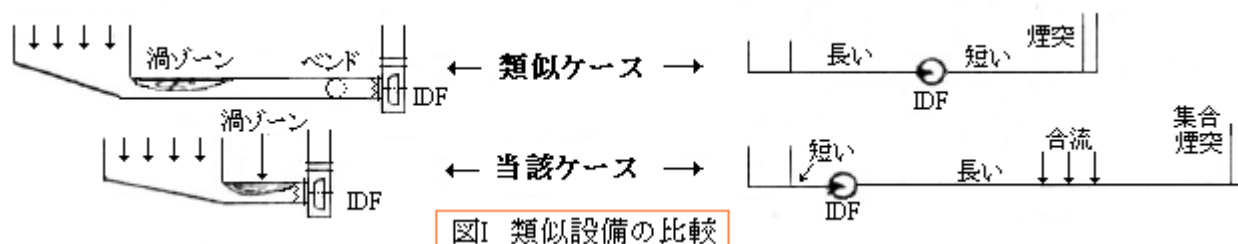
## 5. 追加検討及び#2 対策工事立案

- (1) #1 対策工事の結果は十分なものではなかった。顧客には、振動部分をかかえこれを絶えず点検しながら運転するようなことは避けたいという強い意思があり、他の IDF 設備の振動基準である **全振幅 50  $\mu\text{m}$  以下**という回転機器並みの強い要求がだされた。そこで次のような追加検討を行うとともに、**巡回失速の排除を主眼とした#2 対策工事**の立案を行った。

- (i) 同一仕様の IDF を用いた類似設備との比較
- (ii) 吸込気流の乱れと整流
- (iii) 現状発生している振動応力の推定



(2) まず類似設備との比較について。本トラブルと丁度同じ時期に、同一仕様の IDF が運転に入っていたが、振動クレームはでていない。2つの IDF 設備の違いは下図のようになる。



当該ケース/類似ケースとも吸い込み側に渦ゾーンができるが、当該ケースは IDF 直前にあってファンへの流れが偏流している恐れがある。然るに類似ケースでも IDF 直前に曲率半径の短いベンドがあるため同じように偏流の恐れがある。偏流は、Inlet distortion として旋回失速を誘起する可能性はあるが、類似ケースに本当に、顕著な振動がないのであれば、当該ケースにおいて

渦ゾーン発生→ファン入口の偏流→旋回失速発生

は考え難いということになる。

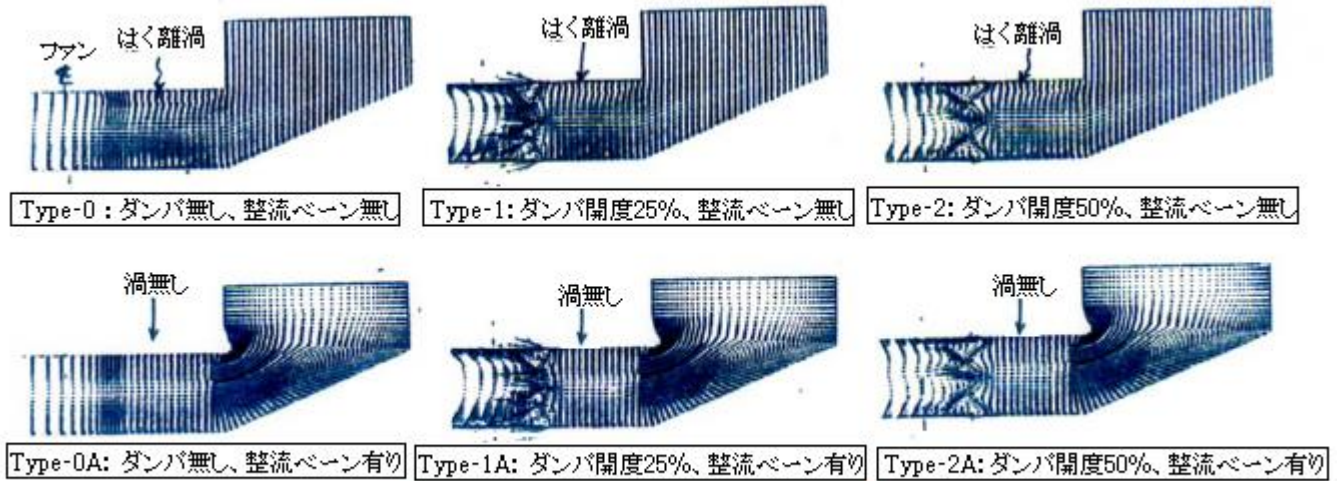
また当該ケースは吸込ラインがごく短く吐出ラインが非常に長く複雑になっているが、類似ケースは逆に吸込ラインが長く吐出ラインが短くなっており、系の音響特性には相当な差異がある。この辺の議論は難しいが、当該ケースにおいてたまさかファンの位置が音響モードの節にあれば、軽微な旋回失速であっても変動が増幅される可能性は残る。しかしテスト時の吐出ダクトの振動は平坦で、増幅的なものは見当たらなかった。

(3) 吸込み気流の乱れと整流について。確かに類似ケースにクレームはでてないが、振動が皆無ということではない。IDF 廻りにある種の振動があることは報告されていた。従って Inlet distortion の影響が否定された訳ではなく、依然、#2 対策(恒久対策)のアイテムであることには変わらない。そこで IDF の吸い込み側について流れ解析を行った。その結果、

- (a) 予想通りオリジナル構造には大きな渦ゾーンができる。ダンパがあってもこの渦はダンパの直前まで続く。ダンパ通過後はこの渦は解消する。
- (b) 下部チャンバに整流ベーンを設けると、渦はなくなりダンパ入口流れは均一化に向かう。
- (c) ダンパ出口ではベーンの絞り効果で流れが乱れその後、上下壁に流れが偏る。その偏りは整流ベーンの有無によらない。開度小では下壁側がよく流れるが、開度大では均分化する。

この結果では吸込ダンパの介在で渦の影響が希薄になっている。従って入口チャンバの整流ベーンを設ける意義は？になるが、このモデルでは時間の都合で2次元解析になっていること、ファンの吸引力が表現できていないことから、結局整流ベーン設置という判断になった。

図 J に解析結果(流速分布)を示す。



図J CFD 解析結果(速度コンター)

- (4) 現状発生している振動応力について。この時点で、振動サイクル数は  $10^7$  サイクルを越えていたが、破損は発生していない。今更、応力の多寡を議論しても意味が少ないが、対策工事における補強ポイントをサーチするため、また顧客の今後の参考とするため、各部の応力と固有振動数をチェックしてみた。その結果は次の通り。

ファン出口直後の吐出ダクトのベンド部分：  $\pm 4 \sim 7 \text{ kgf/mm}^2$ 、一次  $26 \sim 32 \text{ Hz}$

ダンパ軸受台/羽根軸：  $\pm 3.8 / \pm 2.6 \text{ kgf/mm}^2$ 、一次  $107 \text{ Hz} / 19 \sim 88 \text{ Hz}$

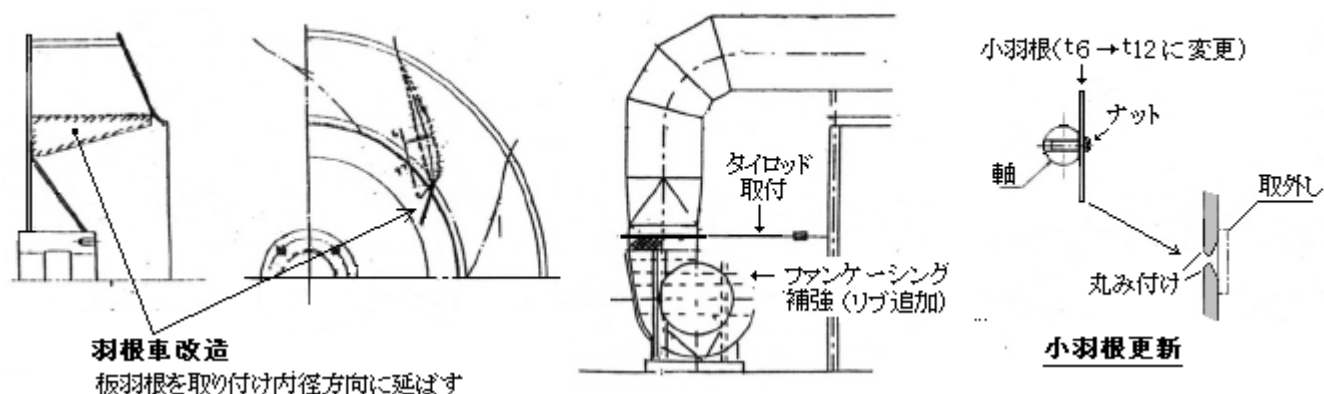
ファンケーシング：  $\text{Max. } 3.1 \text{ kgf/mm}^2$ 、一次  $43 \text{ Hz}$

応力的にはいずれも小さく、疲労限界応力には達していない。なお、吐き出しダクトの固有振動数は、架構の剛性を正確に検討していないので不正確。ダクト架台の固有振動数は  $10 \text{ Hz}$  未満。ダンパの[羽根+軸]は一体であれば固有振動数は高いが、ガタがあって遊離していれば羽根側が共振傾向になる恐れがある。振幅の大きさから推定される見掛けの内圧変動はダンパ部分で  $\pm 210 \text{ mmAq}$ 、ファンケーシング内で  $\pm 80 \text{ mmAq}$  とかなりの隔たりがあるので、ダンパ羽根が共振傾向になり軸受台への伝達力が増幅され大きな振幅になったのではないかと疑われた。これについては、羽根/軸の遊離はなくハンマリングテストで  $90 \text{ Hz}$  の固有振動数が確認されてその疑いは消えたが、何故、内圧変動に3倍近い差異があるのか疑問が残った。

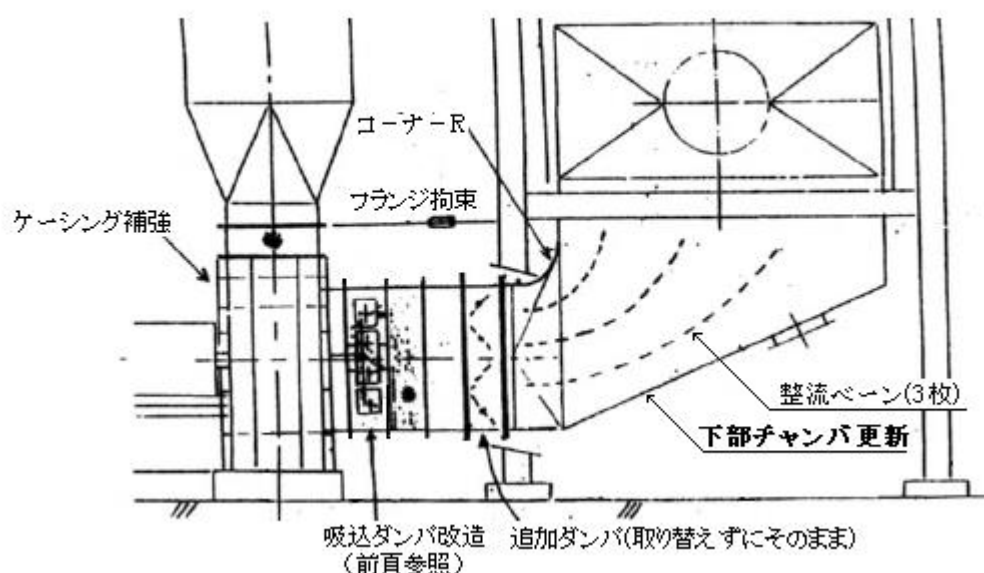
- (5) 上記の追加検討以外についても種々検討を行い、これら検討結果を総合して、次のような**#2対策(恒久対策)工事**を行うことになった。

	改造項目	改造の趣旨	備考
①ファン	羽根車改造(羽根板追加) ファンケーシング補強	旋回失速の発生防止と緩和 ケーシング躯体の振れ低減	振動源対策 (送風機メーカー)
②吸込ダンパ	ベーン(小羽根)更改 軸受台補強(リブ追加) リンク機構のガタ低減	撓みの低減/エッジの渦緩和 撓み/振れの低減 軸振れを小さくする。	(送風機メーカー)
③空気予熱器 下部チャンバ	下部チャンバ取替え (コーナーR/整流ベーン設置)	コーナー渦/偏流の排除	CFDの結果より
④吐出ダクト	吐出ダクトフランジの拘束	フランジ端の振れ緩和	タイロッド使用

図K 改造ポイント/要領



図K 改造ポイント/要領 (続き)



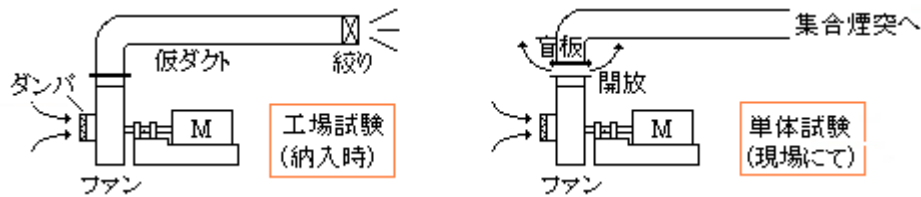
ファンの改造について。羽根車の改造は抜本的な振動源対策で、#2 対策のメインアイテムである。改造は簡単で、オリジナルの羽根ブレードを内側に延長するもの。この改造で羽根内の流れが変わり、性能曲線が変わるが、性能低下はない。ファンケーシングの補強はケーシングの振れを押さえるものでFB 材を用いケーシングを縦横に補強する。念為的な対策である。

吸込ダンパの改造について。ベーン(小羽根)は外から見えないので想像に過ぎないが、前後の差圧で相当たわみ、それがファンの羽根車ブレードで起きる旋回失速による圧力変動と連動し振動を増幅させている可能性がある。そこで羽根車の剛性をアップし撓み量を少なくする。また小羽根のエッジにつけた隙間塞ぎを取り除き、先端に丸みをつけエッジトーンタイプの渦を緩和する(多分に念為的措置)。なお振動時の観察では振動が大きくなると、羽根軸を連結して駆動させるリンクがガタガタ鳴動していた。これはリンク連結に遊びがあるからで、振動を増長させる恐れがあるので遊びのないリンク機構に変更した(このリンク機構は本 IDF ではじめて採用されたもの、振動を増長させた疑いが強い)。

下部チャンバの更新について。前述のように整流ベーンの要否には異論があるが、一応、流れ解析に基づいてコーナー R と整流板の形状/配置を決めた。ダンパ入口では十分に均一な流速になる。



吐出ダクトのフランジ拘束について。フランジを水平2方向からタイロッドでプレテンションをかける。伸縮継手(布ベローズ)があるので、このダクト端はブラブラになっていたが、これでしっかりと水平拘束される。



(6) 以上の改造工事の施工に先立って IDF 単体作動試験を行った。この趣旨は、**Inlet distortion→旋回失速**という推論の可否を確認するものである。IDF 出荷時の工場試験(性能確認試験)は、上図のように行われているが、振動の有無を意識的に確認したわけではない。この状態を再現できれば、吸込ダクトのない状態即ち吸込側の気流に乱れがない状態(?)で、振動の有無がはっきり確認できることになる。ところが試験では、吐出側の集合ダクトの運転事情で、吐出し側に排気することができなかった。そこで、ファン出口の伸縮継手を取り外しダクト側に盲蓋をしてテストを行った。しかし吐出気流が盲蓋に当たってかなり不安定な吐出しになり、遂に工場試験を再現できなかった。なおその場合、次のような観察が得られた。

- ・26%開状態でのピーク振動はみられないが、振動分析から判断して旋回失速が起きている。
- ・ダンパ軸受/ファンケーシングとも通常運転にくらべ、振れは著しく大きくなっている。
- ・ダンパ羽根の振れが異常に大きい(目視ながら 2mm オーバー?)。そのときの卓越周波数は約 3Hz と低い。

試験の目的は”吸込気流の乱れの影響の可否”であったが、「吐出気流の乱れが大きく、それが吸込気流にフィードバックされている懸念があること」、及び「吸込口の周辺の障害物(架構/配管)によって気流が必ずしも整流していないと思えること」から、はっきり結論付けることができなかった。ただ、運転時のダンパの羽根の様子は、通常みえないが、今回は吸込みダクトを外しているの、よく観察できた。18~26%開度でかなりの振れがでるが、曲げ以外に軸廻りの回転もあるようだ。気流が周期的に息つきしている印象がある。羽根が振れ(回転)モードで共振しているのかも知れない。

## 6. #2 振動確認テストとその結果

(1) 対策工事終了後、プレテストと全系通風テストを行って改造の効果を確認した。プレテストは吸込ダクトを取り外して行い、全系通風テストは吸込ダクトをセットした正規の状態で行った。

(2) プレテストの結果は次のようであった。

- ・全般に著しく振動は緩和している。片持ち梁状に取り付いたアクチュエータの突端を除き 100  $\mu$ m 以下。
- ・これまでの振動では 18~20Hz (旋回失速 1 次相当) が卓越していたが、今回はみられない。代わりに、ダンパで 25Hz、ダンパ羽根で 36~38Hz、ファンケーシングで 2~3.5Hz がみられる。

後者の周波数の変動は目に付く。ダンパの 25Hz は #1 振動確認テストで見られた 2 次ピーク 22~25 Hz が残ったものではないか? ダンパの後流渦によるものと思われる。ファンケーシングの 2~2.5Hz は吐出ダクト側の固有周期に関係したサージングによるものではないかと思う。ダンパ羽根の 36~38Hz は

旋回失速の 2 次成分が残ったものではないかと思う。

(3) 全系通風テストの結果は次のようであった。

- ・プレテストよりも更に振動が緩和している。プレテストでは開度少の時、ファンケーシングで 70～80  $\mu$  m の揺れがあった。またダンパ軸受けで 50～70  $\mu$  m の揺れがあったが、**片持ち梁状のダンパアクチュエータ**を除いてほぼ 50  $\mu$  m 以内に収まっている。
- ・プレテストのときと同様に**旋回失速成分 18～20Hz は消滅している**(ただ 10%絞りの時は多少残る)。2 次成分の 36～38Hz は微少ながら残っている。
- ・ダンパのアクチュエータの作動不良、炉内圧の不安定もかなり改善された。

以上、かなり良好な結果が得られ、**振幅も顧客要求値の 50  $\mu$  m 内に収まった**。但しアクチュエータはオーバーハングして取り付けられており 50  $\mu$  m を越えるが、許容加速度 2G に対して実測 0.2～0.7G になっており十分であった。

プレテストのときの揺れに比べ全系通風テストの時の揺れは小さくなっている。これは主にプレテストのときにみられた 2～3.5Hz 成分が小さくなっているためだと思われる。

[ プレテストと全系通風テストの違いは吸込ダクトの有る/無し即ち吸込気流の状態の違いにある。もし旋回失速が、吸込気流の乱れに依存して増減するなら、プレテストと全系通風テストの吸込気流の乱れ具合には大きな差異はなかったということになる。なお、プレテストの時に、吸込ダンパの前に計測者が入ると振幅計測値が変動している。吸込気流が乱れた? ]

(4) ファン羽根車の改造によって、ファンの性能曲線(流量－ヘッド関係)が変わる。テスト時、ピトー管計測でこの確認を行ったが、ほぼ予想のとおりであり性能には問題ないことがわかった。しかしモータの容量不足が見込まれ顧客の手持ちモータと変えることになった。

## 7. 振動のメカニズム(統括的な考察)

本振動は明らかに旋回失速によるものである。しかしエンジニアリング上、それだけでは片付けられないものがある。旋回失速に直接係わるものとしては次の 2 つが考えられる。

(a) ファンの羽根車の形状不良、 (b) 吸込気流の乱れなど

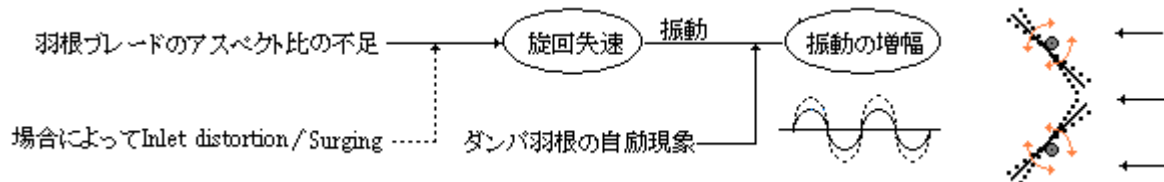
(a) はファン側の問題である。(b) はアプリケーション側の問題である。しかし、現象的にこの失速が、(a) 単独、(b) 単独、あるいは(a)+(b) のいずれで起きたのかはわからない。何故なら、(b) の吸込気流の乱れがまず有り得ない状態で行われた工場試験では、振動の確認が意識的に行われていないからである(チェック漏れ)。また残念ながら改造前に行った単体試験では吐出ダクトへの繋ぎ込みができず、工場試験が再現できなかったからである。

(a) のファンの形状不良について。羽根のアスペクト比が大きいほど、旋回失速が少ないことはよく知られている。そのため旋回失速が起きたら、羽根(ブレード)を内向きに延長させるのがよいとされる。本ケースの改造もその一般傾向に準じている。当該 IDF の羽根は、前述の類似 IDF の羽根と少し違っていたらしいが、それでどうなのか? ということになるが難しい。

(b) の気流の乱れについて。これも振動確認テストではつかめなかった。いわゆる Inlet distortion は

古くからエンジン廻りで問題にされており、遠心ファンでもその影響が云々されている。前述の流れ解析の結果では、吸込ダンパー羽根車の間の流れは上下壁に偏り、上壁よりも下壁の流速(流量)が大きくなっている。これは上壁に渦ゾーンがくると対応している。然るにこの傾向は整流バーンを付け剥離渦を排除しても存在する。#1 対策工事でダンパを追加した状態もこれに近い。従って、ダンパが設けられていれば、ファン羽根車直前の Inlet distortion は希薄で、殆どその影響は受けないのかも知れない。ただ、本ケースの流れ解析は2次元モデルで簡易化されている。解析を厳密化すればまた違ってくるのかも知れない。

(a)(b)は確かにストレートに旋回失速の発生に係わる。しかしそれだけで当該振動が説明できるのか？吸込ダクトの揺れはない、吐出側も当初はさほど揺れてはいない。羽根車のブレード先端付近に起きた剥離渦(失速セル)は、波動の形で前後に伝播するが、ファンに近い吸込ダクト/当初の吐出ダクトがあまり揺れていないのは少し奇異な感じがする。あたかも[羽根車+吸い込みコーン+吸い込みダンパ]の閉空間で振動が醸成されているような印象がある。その場合に気になるのは、**ダンパ羽根軸の回転方向の遊びと曲げ撓みである。これが大きいと閉空間の圧力増加に対しダンパ羽根間のギャップが開いて羽根前後の差圧が減少して更に圧力が増加する、逆に圧力減少に対しギャップが閉じて差圧が増加し更に圧力が減退するという現象、即ち負性減衰に因る自励振動が起きる可能性**がある。IDF 単体試験でダンパの羽根が息をのむほど撓むという現象は、それを暗示しているような気がする。



以上の推論より、本振動は、

**羽根車ブレードのアスペクト比不足によって発生した旋回失速振動が、ダンパ羽根部分の自励的な現象によって増幅されたもの**

ではないかと思う。本ケースでは Inlet distortion の影響は希薄だったのではないかな？

旋回失速現象は、殆どの場合、低騒音問題(<可聴音 30Hz)として扱われており、振動問題として云々されることはないと思う。これは揺れ/振れの印象が薄いためではないかと思う。本ケースは、低騒音振動が自励的に増幅され、騒音というより振動という形で発現した稀な(?)例ではないかと思う。

## 8. 今後の設計

- (1) 通常、遠心送風機ではサージングの懸念があるので、低風量域の運転は考慮を要する。しかし低圧のファンではサージング規模が余り大きくならないことから、本ケースのようにセーブもなく絞り運転を行うことが多い。しかし、基本的には送風機はポンプのように[大は小を兼ねる]といった運転が難しいことを認識すべきだと思う。本ケースで起きた旋回失速現象はサージング現象と紙一重で起きるもので結局、大は小を兼ねなかったことになる。本 IDF は 30%~50%Load の長時間継続で使用されることがあるので、送風機メーカーへの発注仕様書にこれを明記して、低流量域での問題を事前にクリアしておくべきだったと思われる。今後の設計では、

**仕様上、低流量域の使用があるなら、サージング/旋回失速/騒音の検討を行う。  
特に旋回失速については羽根のアスペクト比の適正についてメーカーの保証をとる。  
また、工場試験時に全流量域について振動の有無を入念にチェックする。**

- (2) 流れ解析の結果などからみて、吸込みダンパにはある程度の整流効果があるようで、本ケースでは Inlet distortion の影響は少なかったような気がする。しかし大きな渦ができて偏流が著しくなると、ダンパの整流効果も疑問になると思う。従って

吸込み側に偏流が起きない管路構造にする。直前の曲がりには避ける。直角曲がりには不可。  
吸込ダンパがないなら整流ベーンなど整流装置を設ける。

吸込みダンパの羽根については、平行翼と対向翼があるが、平行翼は偏流の傾向があるので、対向翼が望ましい(本ケースは対向翼使用)。捕足 C を参照のこと。

吐出し側にダンパを付けることもあるが、この時は、特に吸込み側の偏流に注意する。

[ ここでは Inlet distortion のみを旋回失速の促進要因にしているが、他の要因例えばサージングとの関係もあるのではないかと思います。今後調査を要する。]

- (3) 事前検討しても旋回失速の懸念が残る場合は、

ファンケーシング/ダンパ/ダクトに剛性を持たせて振れを押さえ共振を回避する。  
ガタの少ないダンパ作動機構にする。ダンパとファンケーシングを繋いで強固にする。  
旋回失速の周波数と気柱固有振動数が接近して共鳴しないように管路長を調整する。

#### 補足 A 旋回失速(Rotating stall)のプロフィール

(機械学会講習会資料より抜粋)

#### 4-1 旋回失速

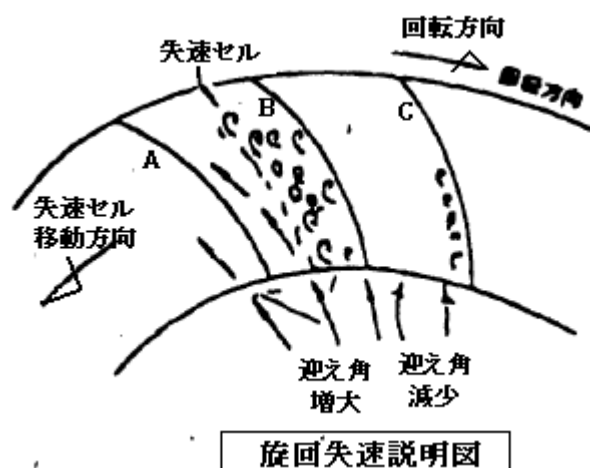
送風機を再興効率点風量(正規風量)より小風量側で使用しようとする場合、図 9 に示すように翼 A,B 間に流れる流量が減るため正常状態と同じ流線とはならず、一部が閉鎖された状態となり羽根が失速状態になる。この状態になると失速領域が出来て流れを塞ぐ。このため A,B 間に流れる空気の一部が隣の B-C 間に流れ、流れが偏向する。翼 A は流れの迎え角が増大するので失速が始まる。翼 C は迎え角がげんしょうするので失速より回復する。このように失速セルは翼の回転方向と反対方向に移動してゆく。

旋回失速によって発生する音の周波数  $f$  は、失速セル数を  $i$  とすると次式で与えられる。

$$f = A \cdot m \cdot n \cdot i / 60 \quad (\text{Hz}) \quad \text{ここで } A = \text{係数、} m = 1, 2, 3, \dots, n = \text{回転数 (rpm)}$$

係数  $A$  は遠心送風機の場合  $A = 0.72$ 、軸流送風機の場合  $A = 0.577$  である。例えば遠心送風機で回転数が 900rpm、失速セル数 1 とすると、基本周波数 ( $m = 1$ ) は、次のように超低周波音になる。

$$f = 0.72 \times 1 \times 900 \times 1 / 60 = 10.8 \text{ Hz}$$





## 補足B Inlet distortionによる旋回失速の例

### 3. 吸い込み状態の不均一性に基づく騒音・振動

吸込状態の不均一性に基づくものとしては、送風機の吸込側がダクトに接続されていて、ダクトが吸込口の近くで極端に屈曲したりしていると、ダクト内の空気の流れは不均一になり、偏流して流れることになる。このように偏流したまま送風機の吸込口に空気が流入すると、部分失速

などによって超低周波音が発生することがある。吸込ダクトが接続されていない場合即ち吸込口が大気開放であっても、吸込周辺の障害物や送風機位置を含めた周辺の流れのパターンが不均一な吸込流動を起こさせるようであれば、やはり部分失速などによって超低周波音が発生することがある。

両吸込送風機の接続ダクトの不具合によって、吸込流れに偏流が生じ、そのために超低周波音が発生した例<sup>(1)</sup>がある。図17はその場合の配置図を示す。

送風機の運転に伴って、吸気塔付近の民家のガラス窓が震動するという事で調査したところ吸気塔内での騒音は図18に示すように7Hzの超低周波音が異常に卓越していた。この卓越周波数は

旋回失速に基づく周波数 $f_r=0.72n$ から求めた値と一致した。しかも吸込袖内でも旋回失速時と同様な速度変動(変動周波数は $f_r$ )がみられた。袖内の速度分布をしらべると、図19に示すようにL袖の方は良好な速度分布であるのに対して、R袖の方は偏りのある速度分布であることが認められた。

そこでダクト系での偏流に起因したものと考え、ダクト系の一部に整流装置を設置した。その結果流れに規則的な速度変動はなくなり、図20に示すように7Hzの異常音は30dB以上も減少し民家のガラス窓のビビリも解消した。

軸流送風機について古山ら<sup>(2)</sup>は軸流速度分布による騒音の変化をしらべている。その結果は図21に示す通りであるが、 $V_{max}/V=1.0$  即ち一様な軸流速度に対して $V_{max}/V=1.5$ というかなりの偏流の状態は、騒音は $V_{max}/V=1.0$ の値に対して9dB増加したと報告している。

(「低風領域における送風機の騒音・振動」  
ターボ機械Vol.8No.9)

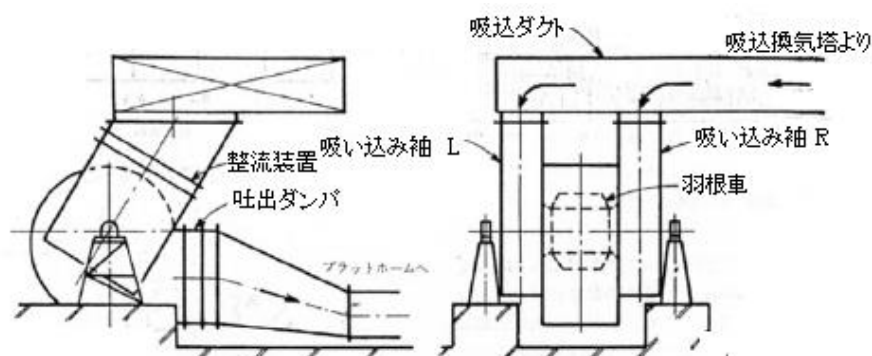


図17 送風機配置図

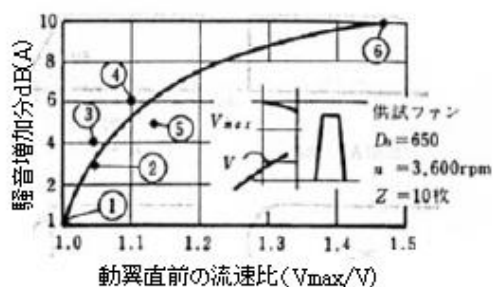


図21 吸込流と騒音の関係

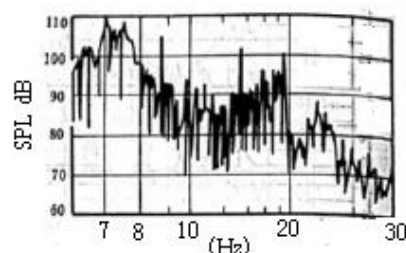


図18 吸込ダクトにおける騒音スペクトル

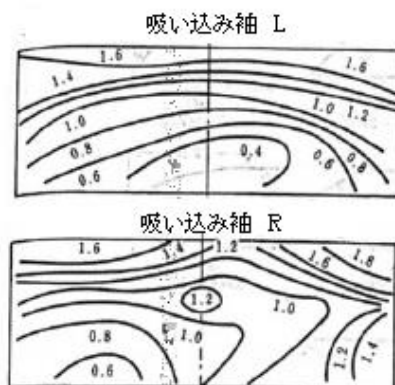


図19 吸い込み袖内の速度分布

補足C ダンパの羽根形式について

6.3.9 ダクト系の付属品

(1) 風量調整ダンパ(VD)

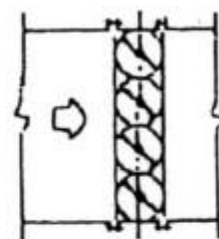
ダクト系の抵抗損失の不ぞろいに対する微調整・風量変更や一部分の閉止などに使用される。形状は、図 6.38 に示すように、平行翼・対向翼・スプリット・スライド・バタフライおよびピストン型がある。

平行翼・対向翼ダンパの羽根は 1.2 mm 以上の鋼板、紡錘型の場合は 0.6 mm 以上の板厚でつくられる。空気流により振動や騒音の発生が少なく、空気抵抗の少ないものがよい。平行翼ダンパはダクト系の開閉・風量の調整用に使用され、主に ON-OFF 用に適し、風量と開度の比例調整には不適であり、全閉にしても空気の漏れが多く、かつ羽根が中間開度のとき下流に偏流を生ずる。

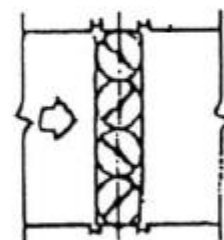
対向翼ダンパは、風量調整や平行経路の相互開閉用として使用される。平行翼ダンパより流量調整の効果が良く、羽根の開度による下流の気流は比較的整流され、かつ、45° で開閉のため ON-OFF の動作が速い。

平行翼・対向翼ダンパとも、操作には手動(レバー・ハンドル・ウォームギヤ)式と自動(空気圧・電動)式のものがある。

図6.38



(a) 風量調整ダンパ  
(平行翼)



(b) 風量調整ダンパ  
(対向翼)

空気調和衛生工学便覧  
3. 空気調和設備設計編

抜粋