浮上式コンベア(FDC)の異常振動発生メカニズムに関する研究*

石原 国彦^{*1}, 榮 藤 大 輔^{*2}Study on Generation Mechanism of Abnormal Vibration of
Flow Dynamic ConveyorKunihiko ISHIHARA^{*3} and Daisuke ETO^{*3} Institute of Technology and Science, The University of Tokushima,
2-1 Minami-Zyosanji-cho, Tokushima-shi, Tokushima, 770-8506 Japan

The FDC (Flow Dynamics Conveyor) has been often used in power plants and iron works because of superiority in quiet compared with a roller type conveyor and it is excellent in a low noise and low power. The FDC consists of a trough and a belt, and the air is supplied from a lot of holes provided on the trough. However, large vibrations occur when the flow rate becomes a certain value. This abnormal vibration is defined to be self-excited vibration caused by leakage flow induced vibration here. In this study, as the first step, the theoretical model of non tapered clearance flow passage is assumed and the natural frequency is obtained. On that basis, experiments are performed and the validity of the theory is examined. As the second step, in case of tapered clearance flow passage, the concentrated load is added to the belt, and the effects of the belt deformation, the flow rate and the added loads on the clearance flow are examined. The generation mechanism of the abnormal vibration is considered. As a result, it was clarified that the presented theory was useful in case of non tapered clearance and the generation mechanism of the self-excited vibration was due to the phase shift by the change of the parameters.

Key Words: Flow Dynamic Conveyor, Natural Frequency, Self-Excited Vibration, Leakage Flow

1. 結 論

FDC は従来のローラー式に比べ、低騒音・低動力・高速運搬が可能であり、搬送用機械として多用されている。しかし設計不良や製作不良、また運転条件(積載重量, 空気流量)によって異常振動が発生する場合がある。この異常振動は足場の揺れや、騒音の原因になり、工場の操業停止を余儀なくされる場合もある。

異常振動の原因としてベルトとトラフの隙間に空気を流すことによって発生する隙間流励起振動が考えられる。

隙間流励起振動については稲田ら⁽¹⁾が1次元テーパ隙間の壁面が並進振動する場合に発生する流体力を評価したものがあつた。これは仮定があるものの流体力を解析的に求めているため自励振動を解釈する上で有用なものである。それ以後、新井ら⁽²⁾の軸対称物体の隙間流による振動を解析したもの、李

ら⁽³⁾、⁽⁴⁾の環状隙間流れを解析したものがある。しかしながらこれらの研究では重力の影響が考慮されておらず実際の浮上式コンベアの固有振動数や安定性を議論することはできない。それに対し最近では大森ら⁽⁵⁾により重力も考慮した浮上式コンベアについての安定性を調べたもの、石原⁽⁶⁾、⁽⁷⁾の実機での異常振動を計測し、現象を考察したものもあるが固有振動数がどのように決定されるかは不明である。

そこで本研究では浮上式コンベアの異常振動解明の第一段階として励起メカニズムの解明に不可欠な固有振動数がどのように決定されるかを知るために、まずテーパなし隙間流路の場合の隙間流による重力方向の固有振動数について理論解析と実験を行い、理論解析の妥当性を検討する。結果として理論計算が固有振動数の予測に有効であることが分かつた。

第二段階としてテーパあり隙間流路(末広流路)においては異常振動が発生する⁽¹⁾ことから、その発生領域を調べ各パラメータの異常振動への影響を明らかにする。またベルトの振動変位と隙間流圧力脈

* 原稿受付 2009年6月22日。

^{*1} 正員, フェロー, 徳島大学大学院ソシオテクノサイエンス研究部(〒770-8506 徳島市南常三島町2-1)。^{*2} コマツ(〒107-8414 東京都港区赤坂2-3-6)。

E-mail: ishihara@me.tokushima-u.ac.jp

動の位相差を検討することにより隙間流動起振動の発生メカニズムを明らかにする。

2. 理 論

2.1 理論モデル 図1にFDCの断面を示す。ベルトは円弧形状のトラフ(ベルトが移動する基礎)の上に載せられ、ベルトとトラフの間に空気を流したとき生ずる圧力でベルトと荷の自重を支える。ここでは簡略化のため図1の点線で示すFDCの右半分のみを考え図2のようなモデル化を行う。ベルトは傾斜を持つ平板と仮定する。FDCの断面は奥行き方向に単位長さを有するものとし、2次元モデルとして扱う。ベルトとトラフは剛体と仮定し、ベルトはZ軸方向のみに運動し、またトラフは静止壁面として考える。空気の流れは非圧縮性の粘性流体と見なす。

Fig.1 Cross section of FDC

Fig.2 Analytical model

2.2 計算式 稲田らの論文⁽¹⁾から流量 Q [$\text{m}^3/\text{min}/\text{m}$]及び定常流体力 F [N/m]はそれぞれ式(1), (2)のように与えられる。

$$\frac{\bar{Q}}{H_0} = \sqrt{\frac{P_{in} - P_{ex}}{\rho \left\{ (\beta - \alpha) I_3(1) + \frac{\xi_{in}}{2} + \frac{\xi_{ex}}{2h^2(1)} \right\}}} \quad \dots (1)$$

$$\frac{\bar{F}}{LP^*} = \frac{P_{in}}{P^*} - \frac{\xi_{in}}{2} - \frac{(\beta - \alpha)}{2(1 + \alpha)} \quad \dots (2)$$

ここで α は流路拡大率で $\alpha = (H_L - H_0)/H_0$ と定義される。他のパラメータは次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} P^* &= \frac{\rho Q^2}{H_0^2} \\ \beta &= \frac{\bar{\lambda} L}{4H_0} \\ I_3(1) &= \int_0^1 \frac{dy}{h^3} = \frac{1}{2\alpha} \left(1 - \frac{1}{h^2} \right) \\ \bar{\lambda} &= \frac{48 \cdot \nu}{Q} \end{aligned} \right\} \dots (3)$$

これら2つの式から P_n を消去し、整理すると式(4)となり定常隙間 H_0 [m]の3次方程式で表せる。

$$\left(\frac{\bar{F}}{L} - P_{ex} \right) \cdot H_0^3 - \rho Q^2 \cdot \left\{ \frac{\xi_{ex}}{2h^2(1)} - A \cdot \alpha \right\} \cdot H_0 - \rho Q^2 A \cdot \frac{12L\nu}{Q} = 0 \quad \dots (4)$$

ここで、 $A = I_3(1) - \frac{1}{2(1 + \alpha)}$ である。

一般にはこの振動系は非線形であるが、流量、荷重が一定のとき、ある浮上量を基準として振動する。したがって線形化が可能である。そこで本研究では $F-H_0$ 曲線の接線の傾きを空気ばね定数 k [N/m]と考える。定常流体力 F を H_0 について微分すると式(5)となる。

$$k = \frac{dF}{dH_0} = \rho Q^2 L \cdot \left(\xi_{in} - \frac{\alpha}{1 + \alpha} \right) \cdot H_0^{-3} + \frac{18\nu L^2 \rho Q}{(1 + \alpha)} \cdot H_0^{-4} \quad \dots (5)$$

ベルトと積載物の質量を M [kg]とすると固有振動数は式(6)となる。

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{M}} \quad \dots (6)$$

ここで、

[L]: ベルト長, P_{in}, P_{ex} [Pa]: 入口・出口圧力, ρ [kg/m^3]: 密度
 ν [m^2/s]: 動粘度, ξ_{in}, ξ_{ex} : 入口・出口損失係数 α : 流路拡大率
 h : 無次元定常隙間 $\bar{\lambda}$: 定常流路摩擦係数

2.3 計算条件 定常隙間 H_0 とベルトと積載物を合わせた荷重 W (以下荷重と呼ぶ)の関係調べる。

計算には式(4)を使用する。ここでは定常流体力 F は荷重 W とつり合うものとする。まず式(1)に各パラメータを与え、3次代数方程式を解き、その実数解を定常隙間とする。流量 Q は 1.27, 1.14, 1.00, 0.846, 0.643 $\text{m}^3/\text{min}/\text{m}$ と変化させ、その各流量で積載物を 12, 9, 6, 3, 0 kg と変化させそれぞれの定常隙間を求める。

計算で求めた定常隙間と各パラメータを式(5)に与えることにより、空気ばね定数を求め固有振動数を計算する。ベルトの質量は 23 kg とし、入口損失係数 $\xi_{in}=0.25$, 出口損失係数 $\xi_{ex}=1.0$, 出口圧力 $P_{ex}=0$

Pa, $L=0.250$ m, $\rho=1.2$ kg/m³, の条件の下で計算を行う。

3. 実験(テーパなし隙間流路)

3-1 実験装置 図3は FDC を模擬したモデルを表す模式図である。トラフとベルトには SUS 材を用い、ダクトと送風機の間をつなぐパイプは塩化ビニルを使用した。ベルトは 500mm×500mm×12mm 厚みで質量は 2.3kg, 積載物はベルトに均一な荷重を与えるため 484mm×484mm×1.5mm 厚みの鉄板(一枚当たり 3kg)を用いる。送風機はリングブローアを使用する。流量計はベンチュリー管とマノメータを使い、流量調節はボール弁で行う。ベルトとトラフ間の圧力を計測するためトラフにφ1 の穴を開け、チューブ管に直結させデジタルマノメータに接続する。

Fig.3 Experimental apparatus

3-2 実験方法 ブローア回転数を一定にし、弁によって流量を 127, 1.14, 1.00, 0.846, 0.643 m³/min/m の 5 点変化させ、各流量の積載物の質量を 12, 9, 6, 3, 0[kg] と変えたときの固有振動数を打撃加振して計測する。図4に示した点 (Impact point) を打撃加振し、点線で示す丸の 5 点の定常隙間をレーザ変位計で計測した。図4の浮上量測定的位置は進行方向(y 軸方向)では 100, 250, 400 mm 断面方向(x 軸方向)では 25, 100, 175, 250, 325, 400, 475 mm である。

Fig.4 Measurement points of belt

3-3 実験結果と考察 図5は各流量 Q におけるそれぞれの定常隙間 H_0 と荷重 W の関係を表したグラフである。実線は理論計算から求めた結果を示し、これらは入口損失係数 $\xi_{in}=0.25$, 出口損失係数 $\xi_{ex}=1.0$, 出口圧力 $P_{ex}=0$ Pa の条件の下での計算結果である。実験結果と計算結果を比較すると、 W と H_0 はすべての流量域において計算結果と実験結果はよく一致していることが分かる。しかし積載物を載せない状態での H_0 の計測となる $W=22.6$ N においては実験結果よりも理論計算の方が 7%~14%小さい。

Fig.5 Relation between static clearance and load

この原因を調べるために図4に示す一点鎖線の位置でベルトのたわみを調べると図6に示すように凸形状にたわんでいた。つまり流路は入口から出口にかけて縮小し、出口抵抗が大きくなるため、送風機の性能曲線との交点が低流量側にシフトし、その結果圧力が高くなるためベルトは平行流路よりも浮上する結果となったと考えられる。

Fig.6 Deflection of belt

図7は積載物 9 kg, 流量 127 m³/min/m 時の FFT アナライザで計測した時系列波形と周波数分析後の結果を示している。結果から分かるように打撃加振後減衰し、周波数分析すると 2625 Hz の固有振動数と減衰比 0.014 をもつことが分かる。図8では荷重 W と流量を変化

Fig.7 Time waveform and spectral graph of 9kg-
1.2m³/min/m

Fig.8 Relation between load and Natural frequency

させたときの固有振動数 f_n の理論結果と計測結果をまとめ示した。理論計算結果は流量が増加すると固有振動数が小さくなる。それに対し実験結果ではその傾向が見られるものの流量によらず固有振動数がほぼ一定である。この結果については現段階では原因が分からないため、今後の検討課題とする。

次に $W=22.6$, 52.0 N のときの固有振動数の実験結果は理論計算のように小さくなる傾向が見られない。これについては図 6 から分かるように積載物 0 kg 時にはベルトがたわむことから先にも述べたように隙間流路は入口から出口にかけて縮小流路になり、出口抵抗が大きくなるため、送風機の性能曲線との交点が低流量側にシフトし、結果として出力される圧力は大きくなる。よって平行流路よりも内部圧力が高くなり、空気ばね定数 k N/m が理論値よりも大きくなり固有振動数の増加につながったと考えられる。また図 9 はベルト中心部分進行方向に 3 kg の荷重 (443mm×100mm×9mm 厚みの鉄板) を集中させ

Fig.9 Belt deflection

たときのベルト断面の定常隙間の結果を表す。ベルトはほぼたわみがなく、隙間流路は平行とみなすことができる。つまりベルトに均一な荷重 3 kg を載せた場合、入口から出口にかけて縮小流路になることが推測される。よって 0 kg と同様 3kg の固有振動数の実験値は理論計算値よりも大きくなったと考えられる。

Fig.10 Installation of rigidity stick

Fig.11 static clearance (without rigidity stick)

Fig.12 static clearance (with rigidity stick)

3.4 推定の妥当性の証明 ここでは前節の妥当性を証明するため、図4の一点鎖線の位置に図10に示すようにベルトに長さ490mm、重さ385gのアルミ製のコの字型剛性棒を取り付けたたわみをなくし、その状態で固有振動数と定常隙間の計測を行った。図11が剛性棒を取り付ける前で、図12が剛性棒を取り付けた後の定常隙間のグラフである。2つのグラフを見比べてみればわかるように剛性棒を付けることにより、ベルト形状はほぼ直線になっており、空気の出る方向(ベルト断面方向)のたわみがなくなった。尚、理論ではベルトのたわみは考慮していない。すなわち剛体と仮定している。なお、ベルト進行方向の圧力分布およびベルトのたわみはほぼ様になっていることを確認している。

図13および図14はたわみをなくした状態での実験結果である。図13は各流量における荷重 W と固有振動数 f_n 。図14は各流量 Q における荷重 W と定常隙間 H_0 の関係を表したグラフである。実線は理論値であり、点は実験値である。固有振動数に関しては、 $W=22.6\text{N}$ においてたわみのある場合の実験結果に比べると、固有振動数は26Hzから21.5Hzに下がり理論値に大きく近づいた。定常隙間に関しては、 $W=22.6\text{N}$ のとき、たわみが生じていたときのように

Fig.13 Relation between load and Natural frequency

Fig.14 Relation between static clearance and load

に定常隙間が極端に大きくなるということはない。この結果は3.3で述べた推測が正しかったことを示しており、固有振動数と定常隙間はたわみの発生により理論値とずれが生じ、そのたわみをなくすことで理論値と同じような値をとることが分かった。

4. 実験 (テーパあり隙間流路)

4.1 実験装置 実験装置は図3と同様のものを使用する。リングプロアは電圧100Vに定め、回転数を一定にした状態で使用する。リングプロアによって圧縮された空気はパイプを通り流量計でその流量を計測する。流量計はベンチュリー管を使用し、絞り前と絞り後の流速の差を液柱マンオメータで計測することによって流量を測る。流量調節はボール弁の開閉によって行う。圧縮された空気は流量調節後、ダクト内に入りトラフに開けられた空気孔からベルトとトラフの隙間を流れ、ベルトを支える。ベルトの浮上量(以下定常隙間と呼ぶ)や微小変動は図15に示すトラバース装置に固定されたレーザ変位計によって計測し、そのデータはFFTアナライザに入力しメモリーに記録する。積載物は集中荷重用(443mm×100mm×9mm)を使用し、1枚(3kg)ずつベルト中央に重ねて置く。そうすることでベルトは下に凸となり、積載物の両側で末広流路が形成され異常振動発生装置となる。

Fig.15 Traverse equipment

4.2 異常振動発生領域について 積載物は集中荷重用積載物を使用し、質量は0, 3, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 kgの9点変化させる。それぞれの積載物の時、最大流量から徐々にボール弁により流量を絞り異常振動の開始と終了の流量を計測する。次に弁を全閉状態から徐々に開放し、異常振動の開始と終了の流量を計測する。また異常振動のそれぞれの積載物と流

量の時のベルトの振幅についても調べる。ベルトの振幅の計測は図 16 の丸点で示す位置で行った。

Fig.16 Measurement point of unusual vibration

4.3 実験結果と考察 図 17, 18 は積載質量が 7 kg で流量がそれぞれ 0.8, 0.4 m³/min/m のときのベルトの打撃加振後の時系列波形と周波数分析後のスペクトル波形を示す。前者は打撃加振後減衰し、振幅が収束することが分かる。また後者では振幅が大きく、リミットサイクルとなっている。本研究では前者を安定状態、後者を異常振動発生状態と考える。

Fig.17 Time history and spectrum of damped vibration ($Q=0.8$ m³/min/m)

Fig.18 Time history and spectrum of abnormal vibration ($Q=0.4$ m³/min/m)

図 19, 20 は積載物 ml kg と流量 Q [m³/min/m] を変化させた時の異常振動発生領域を示したグラフである。片振幅を半径の大きさに示す。凡例の Q_{up} とは弁を全閉から徐々に全開にした時を表し、 Q_{down} とは弁を全開から徐々に全閉にした時の結果を表す。また添え字の start-up と end はそれぞれ異常振動の開始点と終了点を示す。流量限界とはリングブローの性能上、得られる流量の最大値である。0 kg から 6 kg

の間では流量によらず異常振動は発生しなかった。これは 6 kg までは異常振動を発生させるに必要な末広流路が形成されなかったためと考えられる。図 21 は積載物 ml kg と流路拡大率 α の関係について流量 Q をパラメータとして示したものである。 α は図 16 に示す Δ の位置での浮上量 H_0 , H_L を実測し、 $\alpha = (H_L - H_0) / H_0$ で求めたものである。 α は Q によらず同じ値を示しその傾向は、積載物 ml の増加とともに増大し、異常振動が発生し始める ml=7kg で急に大きくなり、完全に発生した ml=8kg 以上ではほぼ一定値 (約 1.0) を示す。この理由については今のところ不明であるが興味ある結果であるので今後の検討課題としたい。 Q_{up} end は積載物が 8kg 以上、また Q_{down} start-up は積載物が 9kg 以上では確認することができなかった。

Fig.19 Unusual vibration generation area

Fig.20 Transition of amplitude

Fig.21 Relation between α and ml

Fig.22 Time waveform of displacement and pressure fluctuation

Fig.23 Phase relation between displacement and pressure

これは Q_{up} end や Q_{down} start-up がリングブローの性能以上の流量域に存在するため確認できなかったと考えられる。この結果からベルトに高負荷をかけた場合、異常振動が発生する流量域が広くなることが分かった。

図 22 は積載物 12 kg で流量がそれぞれ 0.2 (上), 0.8 (下) $m^3/min/m$ のときのベルトの変位と隙間流圧力変動の時系列波形を、図 23 は縦軸に圧力変動、横軸にベルトの変位をとったときの軌跡を表したグラフである。値の正負は後述する図 25 の座標に示すようにベルトに作用する圧力が上向きするとき、ベルトの変位が下向きを正にとってあり、通常とは逆であることに注意されたい。流量が増加するとベルトの振幅と圧力変動幅が大きくなっていることが分かる。またベルトの変位と圧力変動の間には位相がずれていることが分かる。軌跡を表したグラフからは円で囲まれた面積が大きくなっていることが分かりこのことから、系に与えられる励振エネルギーが増加していることが分かる。

Fig.24 Phase of pressure with displacement

図 24 は Q , ml を変えたときのベルトの振動変位 ΔH に対する圧力変動 ΔP の位相 ϕ の依存性を表したグラフである。集中荷重 ml が増加すると ϕ が $\pi/2$ に近づくことが分かった。また $0.2 m^3/min/m$ を除くと、 Q によらずそれぞれの ml に対して ϕ は一定の値をとることが確認できた。

ここで変位を $X = X \sin \omega_n t$ とおくと、速度は、

$$\begin{aligned} v &= \dot{X} \\ &= X \omega_n \cdot \cos \omega_n t \\ &= X \omega_n \cdot \sin \left(\omega_n t + \frac{\pi}{2} \right) \end{aligned} \quad (7)$$

である。つまり速度は変位に対して位相が $\pi/2$ 進むことになる。

ベルトに加えられるパワー E を圧力 $\tilde{p}$ [Pa] と速度 $\tilde{v}$ [m/s] で表すと、 $E = |\tilde{p}| \cdot |\tilde{v}|$ (8)

になる。 E の単位は $[W/m^2]$ となり、単位面積あたりに与えるパワーを表す。よって、

$$E = \tilde{P} \cdot \tilde{v} \quad (9)$$

$$= |\tilde{P}| |\tilde{v}| \cos(\phi - \pi/2)$$

と考えることが出来る。圧力 $\mathbf{P}$ と変位 $\mathbf{X}$ と速度 $\mathbf{V}$ の位相関係とトラフ・ベルト間圧力およびベルトの変位の正の方向を図 25 に示す。圧力 $\mathbf{P}$ と変位 $\mathbf{X}$ の位相差 ϕ ($\pi/2 < \phi < \pi$ の時) が小さくなる, すなわち同相で $\pi/2$ に近づくとき圧力 $\mathbf{P}$ の速度 $\mathbf{V}$ 方向成分の値が大きくなるため, 単位面積あたりに与えられるパワー E は大きくなる。ここでいう E は励振パワーを表し, 図 24 から積載物が増加すると位相差 ϕ が $\pi/2$ に近づくことから励振パワーの増加が考えられる。つまり隙間流自励振動発生メカニズムは圧力と変位の位相差 ϕ が $\pi/2$ に近づくことにより励振パワーが増幅され, 負減衰により自励振動が発生したと考えられる。

Fig.25 Phase relation

5. 結 言

実機 FDC では時折異常振動を起こすことがあるため, その原因を解明する目的で FDC を模擬した実験装置を製作し, 固有振動数や異常振動, 圧力変動などを計測した。その結果以下の知見を得た。

テーパなし隙間流路については

- (1) 固有振動数の理論計算は有効である。
- (2) 平行流路では自励振動が起こらない。

また,

テーパあり隙間流路については

- (1) 積載物が増加すると異常振動発生域は広がる。
- (2) 流量が増加すると振幅は大きくなるが飽和する。
- (3) 異常振動発生時には, 速度に対する圧力の位相差は積載物が増加すると小さくなり, 流量によらず積載物ごとに一定の値をとる。

- (4) 振動速度に対する圧力の位相差が $\pi/2$ に近づくことが自励振動発生メカニズムである。

最後に本研究の遂行に当たり, 実験に協力していただいた大前貴良君, 田島耕介君, 町田直也君に謝意を表します。

文 献

- (1) Inada, F., Hayama, S., A Study on Leakage-Flow-Induced Vibrations (1st Report, Fluid-Dynamic Forces Acting on the Walls of a One-Dimensional, Narrow, Tapered Passage), *Transactions of the JSME, Series C*, Vol.53, No.488 (1987), pp.933-939
- (2) Arai, M., Tajima, K., Leakage Flow-Induced Vibrations of an Axisymmetric Body (1st Report, Analysis of the Fluid Dynamic forces Exerted on an Axisymmetric Body), *Transactions of the JSME, Series C*, Vol.57, No.536 (1991), pp.1113-1121
- (3) Deng-Wei LI et. Al, "A Study on the annual Leakage-Flow Induced Vibrations (1st Report, Stability for Translational and Rotational-Degree of Freedom Systems), *Transactions of the JSME, Series C*, Vol.65, No.635 (1999), pp.2251-2256
- (4) Deng-Wei LI et. Al, A Study on the annual Leakage-Flow Induced Vibrations (2nd Report, Stability Analysis and Experiments for Translationally and Rotationally coupled two -Degree of Freedom Systems), *Transactions of the JSME, Series C*, Vol.65, No.635 (1999), pp.2257-2262
- (5) Oomori, N., Kobayashi, M., Stability Analysis of Flexible Belt floating on Air Flow, *Proceedings of Dynamics and Design Conference 2000*, CD-ROM, No.342 (2000-9)
- (6) Ishihara, K., On Abnormal Vibration Generated in Flow Dynamic Conveyor (Understanding of Phenomenon), *Transactions of the JSME, Series C*, Vol.73, No.729 (2007), pp.1279-1284
- (7) Kunihiro Ishihara, On Abnormal Vibration Generated in Flow Dynamic Conveyor, *Journal of System Design and Dynamics*, Vol.2, No.2, 2008, pp.550-560,