

JERZY KRAWCZYK*

AN EXAMPLE OF PRESSURE AND VELOCITY WAVE PROPAGATION IN A MODEL
OF A VENTILATION DRIFT

PRZYKŁAD PROPAGACJI FAL CIŚNIENIA I PRĘDKOŚCI W MODELU WYROBISKA
KORYTARZOWEGO

The paper the subject of which is concerned with an aspect of gas-flow dynamics in connection with mine ventilation systems, presents a comparison of measured and calculated transient flow effects induced by a sudden closure of the inlet of a straight pipeline. With the use of laboratory simulation a numerical model of flow phenomena was constructed. This model was applied with the use of the author's computer program, based on the reduction of compressible fluid flow to one dimension. The results of measurements and the simulation are presented in graphical form. The recorded and calculated propagation of pressure and velocity waves were compared. Similarities and differences are emphasised and the paper attempts to explain the effects.

Key words: ventilation systems, gas-flow dynamics, computer-modelling of ventilation, one-dimensional flow models

Przepływy w kopalnianych sieciach wentylacyjnych są zwykle modelowane w oparciu o przybliżenie jednowymiarowego przepływu. Zależnie od zakresu rozpatrywanych zjawisk i złożoności sieci stosowane są opisy o różnym stopniu uproszczenia. Jednym z najbardziej złożonych, a tym samym uniwersalnych metod jest model jednowymiarowego nieustalonego przepływu powietrza kopalnianego, traktowanego jako gaz doskonały. Stanowił on podstawę do stworzenia programu komputerowego do symulacji. Wiarygodność modelu można ocenić na drodze eksperymentalnej. Wywołanie i pomiar zaburzeń przepływu w rzeczywistych obiektach byłoby trudne do realizacji i mogłoby stworzyć rozmaite zagrożenia, dlatego w tym przypadku weryfikację modelu przeprowadzono w warunkach laboratoryjnych, korzystając ze stanowiska do badania pracy wentylatorów. Niniejszy artykuł jest prezentacją wyników doświadczalnej oceny wiarygodności modelu.

Stanowisko schematycznie przedstawiono na rysunku 1. Dokładne określenie natężenia przepływu w stanie ustalonym zapewnia kryza, która wraz z ulownicami i rurociągami tworzy odcinek pomiarowy

* INSTYTUT MECHANIKI GÓROTWORU, POLSKA AKADEMIA NAUK, UL. REYMONTA 27, 30-059 KRAKÓW, POLAND;
e-mail: krawczyk@img-pan.krakow.pl

o długości 10,44 m. Zainstalowano szereg czujników, które mierzą różnice ciśnień przy ścianie rur względem atmosfery (ich położenie oznaczono literami *A*, *B*, *C*, *D*, *E* i *W* na rys. 1). Dodatkowo na stanowisku zamontowano przepustnicę typu Iris, która służy do regulacji i przybliżonego pomiaru wydatku. Oba urządzenia nie są przeznaczone do pomiaru szybkozmiennych przepływów, dlatego wyliczone według statycznych charakterystyk wartości wydatku należy traktować jako orientacyjne.

Wyniki pomiarów porównywano z obliczeniami dla modelu jednowymiarowego nieustalonego przepływu płynu ściśliwego (Litwiniszyn 1957; Fox 1977; Dziurzyński 2001).

Pomiar rozpoczęto przy pracującym wentylatorze, a dopływ powietrza do rurociągu był dławiony przesłoną. W rurociągu występowały znaczne fluktuacje ciśnienia. Wartość podciśnienia przed wentylatorem była zauważalnie mniejsza, prawdopodobnie wskutek oddziaływania wirnika. Podczas późniejszych pomiarów zamontowano przed wentylatorem dodatkową ulownicę, co spowodowało zwiększenie podciśnienia mierzonego w punkcie *W* dla zakresu małych wydatków i przywróciło spodziewany rozkład ciśnień. Niestety, nie było możliwości powtórzenia pomiarów, dlatego przy doborze modelu matematycznego stanowiska przyjęto odpowiednio skorygowaną charakterystykę (rys. 2), tak by ciśnienia obliczane dla zadławionego przepływu były lepiej dopasowane do zmierzonych przez większość czujników (rys. 3).

Szybkie rozwiązanie przesłony spowodowało zadanie skoku ciśnienia o stromym zboczcu. Porównując przebiegi czasowe ciśnień w czujnikach umieszczonych wzdłuż rurociągu (rys. 3) można dostrzec propagację fali ciśnienia, która dochodzi do wentylatora, odbija się i wraca do wlotu. Występują też odbicia od mniejszej przeszkody w przepływie, jaką jest kryza pomiarowa. Jednocześnie narasta wydatek przepływu, obliczany na podstawie pomiaru ciśnień na kryzie.

Pewne wnioski odnośnie do przepływu w okolicy wentylatora można wysnuć obserwując przedstawiony na rysunku 2 rozkład punktów ($Q[t]$ Pa, $H[t]$) odpowiadających zarejestrowanym podczas stanu przejściowego wartościom wydatku i ciśnienia przed wentylatorem. Początkowemu stanowi ustalonemu odpowiada $Q = 0,05 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 40 \text{ Pa}$. Dla małych wartości wydatku amplituda oscylacji była znaczna, czemu odpowiada rozrzut punktów. W miarę wzrostu wydatku przepływ uspokajał się, czemu odpowiada zagęszczanie się chmury punktów pomiarowych. Chmura ta leży zauważalnie poniżej charakterystyki wentylatora, otrzymanej dla stanu ustalonego. Dla wartości obliczonych (linia przerywana na rysunku 2) tendencja jest podobna, choć znacznie mniej nasilona. Jeśli punkty ($Q[t], H[t]$) interpretowalibyśmy jako charakterystykę wentylatora w stanie dynamicznym, to wyraźnie odbiega ona od charakterystyki statycznej. Wśród różnic zauważalnych podczas porównywania wyników symulacji i pomiarów można wskazać na:

- dodatkowe pulsacje ciśnienia widoczne na zmierzonych przebiegach, również obecne w stanach ustalonych — są one związane z turbulencją przepływu,
- silniejsze tłumienie zmierzonych oscylacji. Jest to uzasadnione tym, że w rzeczywistym przepływie przyczyną tłumienia są straty wskutek lepkości, związane głównie ze złożonym profilem prędkości (Stecki J.S.), nie uwzględnianym przez jednowymiarowe przybliżenie,
- mniejszy okres obliczonych oscylacji — trudno to wyjaśnić; w obliczeniach należałoby zwiększyć długość rurociągu o około 0,8 m,
- szybsze narastanie prędkości — model nie uwzględnia bezwładności powietrza poza stanowiskiem, może to być też skutkiem zmian charakterystyki wentylatora w stanach dynamicznych,
- największe rozbieżności występują dla warunków przepływu w pobliżu wentylatora. Widać je nie tylko na przebiegach zmienności ciśnienia w czasie, ale także na płaszczyźnie (Q, H) (rys. 2).

Wiele cech przebiegów jest jednak podobnych — na przykład tendencje do zmian nachyleń i kształt kolejnych fal. Efektywne badanie zjawisk zachodzących w systemach wentylacyjnych może być osiągnięte dzięki skojarzeniu pomiarów i symulacji. Porównywanie wyników przyczynia się do lepszej interpretacji danych pomiarowych, a także oceny ograniczeń i poprawy wiarygodności stosowanych modeli matematycznych.

Słowa kluczowe: systemy wentylacyjne, dynamika przepływu gazów, symulacja komputerowa wentylacji, model jednowymiarowego przepływu

1. Introduction

Simulation of flow in underground mine ventilation networks is usually based on one-dimensional approximations, due to the extent and complexity of the geometry of the subject. Dependant on the range of the phenomena being considered, various levels of simplification are necessary. Among the most complex and therefore generally applicable approaches is the one-dimensional, unsteady flow-model in which a mine atmosphere is considered as a perfect gas. Using relevant assumptions, the problem may be described by a system of partial differential equations, which then form a basis for a numerical model, applied via a computer program (Krawczyk 2000; Dziurzyński et al. 2001). This software allows for the simulation of numerous phenomena associated with the process of ventilation, including pressure and velocity wave propagation, caused by sudden changes in airflow conditions. The veracity of this particular approach may be confirmed by experimental verification. Generation and measurement of such transients in a mine ventilation network would be difficult to investigate in the field and may create unpredictable hazards, hence the experiment was done under laboratory conditions, on a stand for testing of fan operation. This paper presents the results of an experimental assessment of the model.

Flow transients in ventilation conduits have been recorded in the past (i.e. Trutwin 1989). Contemporary, computer-controlled measurements and data acquisition systems enable the collection of more data and deeper analysis. The results may contribute to perfecting methods of computer simulation of the phenomena occurring in fluid flow. On the other hand simulation may assist in the interpretation of experimental data.

A laboratory apparatus for testing fan performance, on which the measurements were carried out, is schematically depicted in Fig. 1. A precise measurement of quantitative

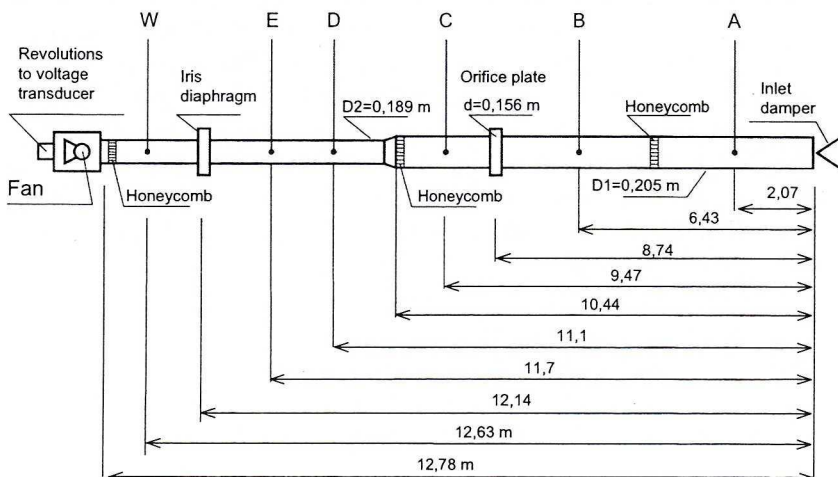


Fig. 1. The measuring apparatus (schematic)

Rys. 1. Schemat stanowiska pomiarowego

flow was performed with the use of an orifice plate, which together with two flow-aligners (honeycombs) and a tube of precisely calibrated diameter constituting a measuring section of length 10.44 m. In order to monitor the phenomena resulting from disturbances in fan operation, a set of sensors (denoted by letters *A*, *B*, *C*, *D*, *E* and *W* on the diagram) was mounted. They measured differences of atmospheric and static pressures near the inner wall of the pipeline. Such placement of sensors and a fast, multi-channel simultaneous sample-and-hold data acquisition system enabled other application of the testing stand, namely recording of pressure and velocity wave propagation, caused by sudden changes in flow conditions.

Additionally an Iris diaphragm was mounted. The intention was to test this device, which may serve both as a regulator and rough flow meter, where the difference in pressures before and after the diaphragm is proportional to the square of the volumetric flow. Prior to the experiments the Iris device was calibrated with the orifice plate. It should be mentioned that either device is not relevant for the measurement of rapid changes of flow; therefore values calculated upon relationships derived for steady flow conditions give a rough estimate for transient phenomena. Both orifice and diaphragm form obstacles to the flow, from which waves propagated in the apparatus may be reflected.

Another element for flow regulation was a cone, installed coaxially at the tube inlet. It was used to evaluate fan performance curves to a controlled flow quantity. During the experiment it was retracted from the inlet to minimise its effect. The rpm of the fan rotor was stabilised by a feedback loop of supply-voltage frequency inverter and a rotational-speed sensor. Acquisition of data started when the fan was working in a steady state. The flow was heavily throttled at the inlet, by two rectangular plates placed diametrically to the axis of the pipe. Each plate covered a half of the inlet's cross section.

Recorded transient effects were compared with calculations made using a one-dimensional unsteady compressible-flow model (Litwinişzyn 1957; Fox 1977; Dziurzyński et al. 2001). In order to simplify the model the following assumptions were made:

- use of values average for a given cross-section, which is justifiable when:
 - the shape and size of the duct cross-section changes slowly along the fluid path, its characteristic dimension being much smaller than the length of the airway,
 - changes in the system's state are slow in comparison with the time to achieve stable conditions in the cross-sectional plane,
 - phenomena caused by non-uniform distributions in the cross-sectional plane (i.e. changes of velocity profiles) are regarded as negligible;
- accordingly to simplifications of the model flow in airways, fans and small sized obstacles are considered as having a single-point dimension, while the difference of inlet and outlet pressures, caused by their presence is determined by relevant characteristics;
- neglecting diffusion and heat conduction along the airway axis.

The apparatus discussed in this paper meets the above-listed requirements to a limited degree. According to J.S. Stecki, a two dimensional, compressible viscous flow

model is optimal for the analysis of unsteady flow in pipeline systems. However, the model used in this paper is designed for mine ventilation networks, which are so complex, that the implementation of the recommended model would be difficult.

For simulation, the model dimensions were same as those of the apparatus, whilst resistances and characteristics were based on steady-state measurements.

Despite the installation of honeycombs large fluctuations of pressure were recorded, even in the absence of outer disturbances. They were probably caused by flow turbulence, especially by vortices generated by the blades of the axial fan rotor. The extent of variability is shown in Fig. 2, where points recorded during measurement of the fan performance curve (denoted with letter X) are dispersed, although each of them represents an average of one thousand samples. Oscillations of measured pressures and flows can also be seen in Fig. 3, where the flow was steady till $t = 0,75$ s.

Due to a complex flow pattern in the vicinity of the fan inlet distorting the distribution of static pressures recorded during the measurement of the performance curve varied. For small values of flow ($Q < 0.06 \text{ m}^3/\text{s}$) the differential pressure close to the fan

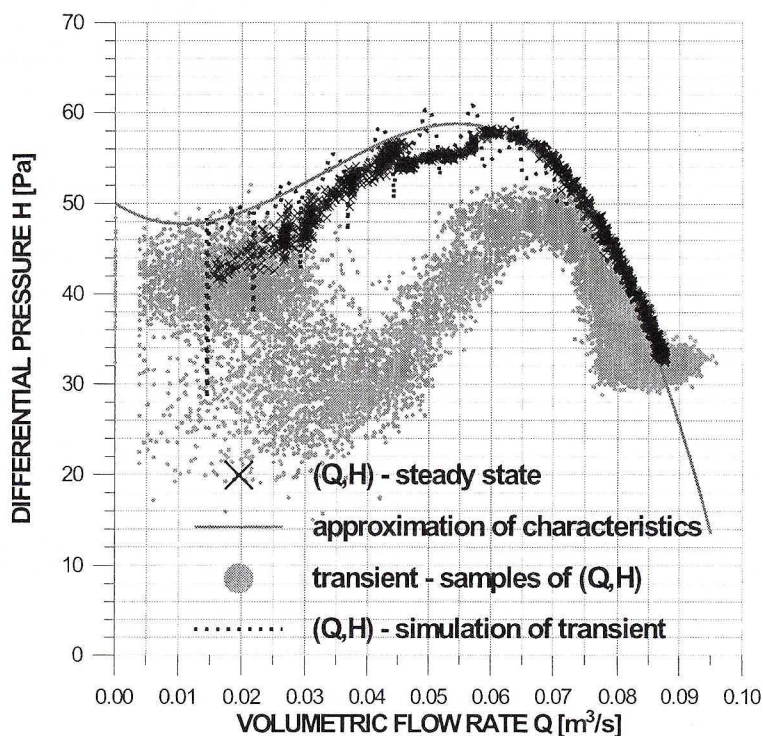


Fig. 2. Comparison of fan performance curve with conditions of flow during a sudden removal of throttling at inlet

Rys. 2. Porównanie charakterystyki wentylatora z warunkami przepływu podczas nagłego zmniejszenia ciśnienia na wlocie

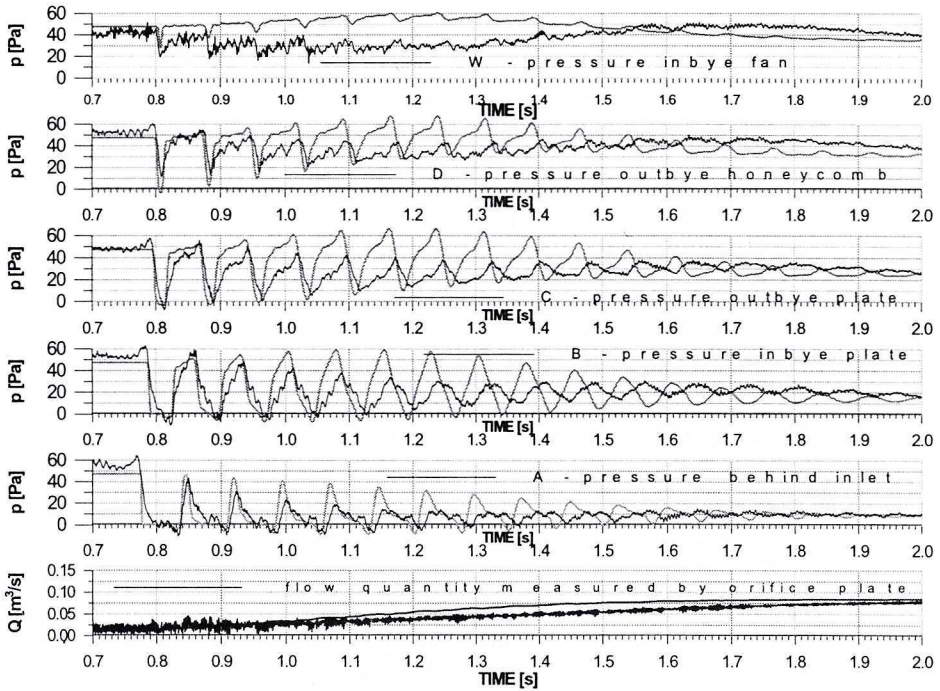


Fig. 3. Transient effects caused by a sudden removal of throttling at inlet — comparison of simulation and experiment

Rys. 3. Stan przejściowy po szybkim otwarciu wlotu do rurociągu — porównanie wyników pomiaru i symulacji komputerowej

(point *W* Fig. 1) was smaller than at points *A*, *B*, *C*, *D* and *E*. As the throttling increased, this trend was propagated towards points *E*, *D* and *C*.

After the experiment described, an additional honeycomb was installed close to the fan. As result, the pressure at point *W* was higher and the anticipated distribution of static pressure was observed. There was no opportunity to repeat the experiment. Therefore, for the simulation a corrected fan characteristic was assumed (see Fig. 2), so as to obtain a better approximation to most of the pressures recorded by the sensors. (see Fig. 3).

2. Transient effects caused by a sudden removal of throttling

The experiment started when the fan was operating and the flow was heavily throttled by two plates covering the inlet. The flow quantity was very low; the fan was operating on a declining part of its characteristic. Pressure sensors indicated a nearly uniform distribution (in terms of average value, which was about 50 Pa). Large fluctuations were recorded. Differential pressure close to the fan was lower, probably due to a vortex

generated by the rotor itself. As has been previously mentioned, the use of characteristics strictly approximated to the experimental data would result in a large difference of initial values (40 instead of 50 Pa) — : for this reason a corrected curve was applied. The fast removal of flow blockage exposed the air in pipe to a steep change in pressure. Comparing the course of pressure changes according to subsequent sensors as shown in Fig. 3, one can see a propagation of a wave, travelling towards the fan, reflected and returning towards the inlet. Reflections from smaller blockages, such as the orifice plate can also be discerned. Simultaneously the flow quantity, estimated upon data from the plate, increases. It should however be borne in mind that large fluctuations may create a significant uncertainty in this measurement.

Wave propagation and reflections are more clearly to be seen in Fig. 4 and 5, showing surface $p(s,t)$, according to one-dimensional flow model simulation.

Similar curves were published by W. Trutwin (1988), where a one-dimensional compressible barotropic fluid model was applied.

Since $t \approx 1.2$ to 2.1 s the recorded inbye fan pressure (point W) rises and then falls. This may be related to the initially rising part of the fan characteristic, reaching a maximum at $t = 1.7$ s, and thereafter falling.

Some conclusions concerning the flow in the vicinity of the fan can be drawn from an analysis of the recorded pressure and flow quantity represented in Fig. 2 by the distribution of points $(Q[t], H[t])$. An initial steady state was reached at $Q = 0,05$ m³/s, $H = 40$ Pa. For small flow-rates fluctuations were large. As the flow-rate rose, the pattern became steadier, as can be judged from the narrowing band of points. The cloud of points representing the transients lies below the fan characteristic and steady state recording. For simulation results (dashed line in Fig. 2) the trend is similar but weaker. If the points $(Q[t], H[t])$ were interpreted as a characteristics for the variable conditions then this characteristic would be different to the static one, although the changes of

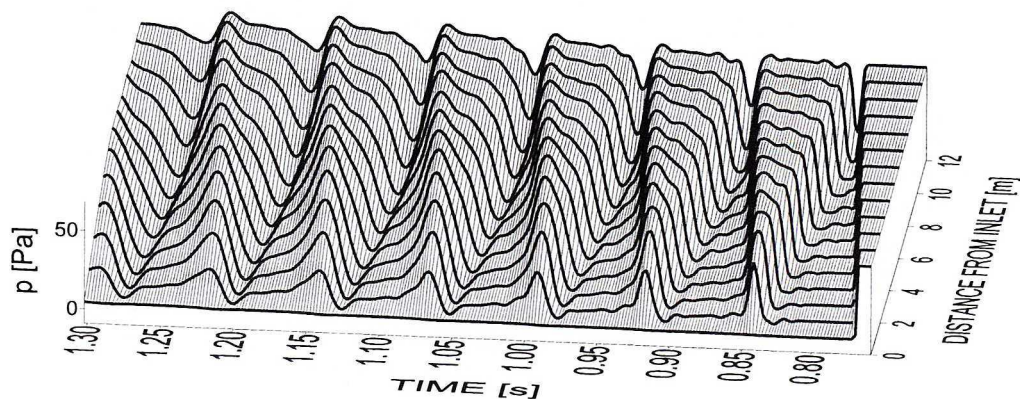


Fig. 4. Changes of distribution of pressure after a rapid removal of inflow blockage — a computer simulation

Rys. 4. Zmiany rozkładu ciśnienia w czasie po szybkim otwarciu wlotu do rurociągu — symulacja komputerowa

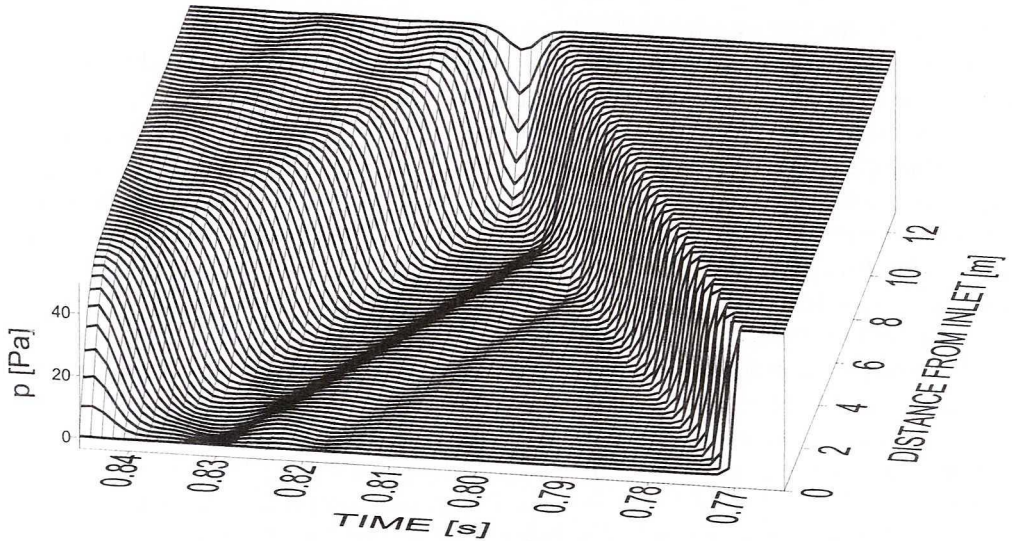


Fig. 5. Changes of pressure distribution after a rapid removal of inflow blockage — a computer simulation, enlarged part of previous figure

Rys. 5. Zmiany rozkładu ciśnienia w czasie po szybkim otwarciu wlotu do rurociągu — symulacja komputerowa, powiększony fragment poprzedniego rysunku

rotational velocity were so small that they can be neglected. So far, only the steady state fan performance curve has been applied for the simulation of transients. One should however bear in mind that in this experiment the change of flow conditions was so rapid that it may seldom occur during the normal operation of ventilation systems.

Conclusion

In comparison of the simulation and the experiment some differences should be emphasised.

- Recorded pressure has additional pulsations also present in the steady state. They are caused by flow turbulence.
- Oscillations measured during the experiment were more heavily damped. For real flow viscous friction related to a complex velocity profile is the main cause of damping, which is ignored in the one-dimensional approximation (Stecki J.S.).
- The period of calculated oscillations is smaller, which is difficult to explain; according to calculations the length of pipeline should be increased by about 0.8 m.
- For the simulated values the velocity rises faster — the model neglects the inertia of air flowing outside the apparatus, the change of fan characteristics may also be a cause.