

## ИЗЧИСЛЕНИЯ НА ВЕНТИЛАЦИОННА СИСТЕМА С НЕПЛЪТНИ ВЪЗДУХОПРОВОДИ

Тодор Стефанов

Елена Власева

Минно-геоложки университет “Св.Иван Рилски”  
София 1700, България

Минно-геоложки университет “Св.Иван Рилски”  
София 1700, България  
elena@mgu.bg

### РЕЗЮМЕ

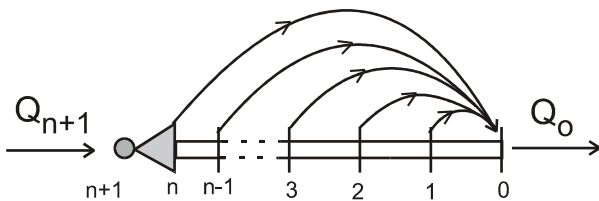
Направен е преглед на методите за прогнозиране разпределението на налягането и дебита на въздушните течения в неплътни тръбопроводи. Сравнени са два основни математически модела, използвани за извеждане на разпределителните функции  $h_x$  и  $Q_x$ . Посочени са критериите за тяхната сходимост. Обоснована е възможност за виртуална подмяна на интегралния модел със система алгебрични уравнения за рекурентни изчисления. Предложено е типизиране на разпределителните функции чрез специфични характеристики на въздуховодите (паспорти  $R_x-P_x$ ). Така се избягва многократното прогнозиране на  $h_x$  и  $Q_x$  при различни гранични условия в изчислителните сектори, а разпределението на налягането и дебита в тях се определя по изведените в паспортите зависимости. В доклада се представят алгоритъм на разработения от авторите метод и примерни изчисления.

### ВЪВЕДЕНИЕ

Работата на вентилаторите в плътни въздуховоди се описва от точен математичен модел. Проектирането на такива тръбно-вентилационни системи не среща затруднения. Не така изглеждат решенията при неплътни въздуховоди. Просмукванията на въздуха от или към тръбите образуват многоклонова мрежа от взаимосвързани транзитни и филтрационни течения, което усложнява пресмятането на пренасяната от тях маса и енергия.

Рудничните вентилационни тръбопроводи не се отличават с висока степен на плътност поради трудни естествени и технологични условия при тяхното изграждане и подържане. Най-разпространената им неплътност се представя с два физични модела:

- **мрежов** (фиг. 1) - фиксирани по оста на тръбопровода неплътности (фланци или друг вид съединения);
- **непрекъснат** (фиг. 2) - случайно разпределени по стените на тръбите отвори (пори).

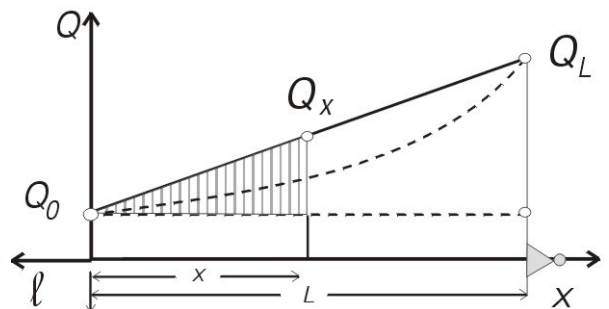
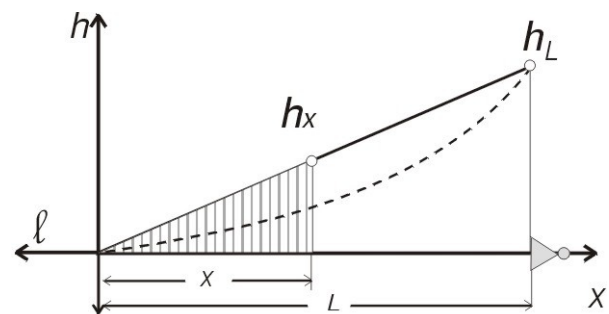


Фигура 1. Мрежов модел на тръбопровода

Движението на въздуха в посочените тръбопроводи се описва от уравненията на съхранението на масата и

енергията, които се решават обикновено при следните условия:

- теченията са турбулентни;
- плътността на въздуха е постоянна;
- количеството движение на транзитния поток не се влияе от филтрацията;
- местните съпротивления се отчитат чрез увеличение на линейното съпротивление от триене;
- съпротивлението на спътните (външните) течения се пренебрегва или се прибавя към линейното съпротивление.



Фигура 2. Разпределителни функции  $Q_x, h_x$

Уравненията на съхранението при това опростяване на

системата се записват по следния начин:

1. **мрежово разпределение** (фиг.1):

$$\begin{cases} Q_i = Q_{i-1} + k_f \sqrt{h_{i-1}} \\ h_i = h_{i-1} + r \ell_f Q_i^2 \end{cases} \quad (1)$$

където:  $i = 1, 2, 3, \dots, n; n = L/l_f$  е номер на възел и на прилежащия му изходящ клон;  $l_f$  - разстояние между фиксираните отвори,  $m$ ;  $L$  - обща дължина на тръбопровода,  $m$ .

Величините  $Q_i$  и  $h_i$  представляват разпределението на дебита ( $m^3/s$ ) и налягането ( $N/m^2$ ) в отделните възли, при което:  $Q_1 = Q_0; h_L = 0; Q_{n+1} = Q_L; h_n = h_L$ .

2. **непрекъснато разпределение** (фиг.2):

$$\begin{cases} \frac{dQ_x}{dx} = -k_x \sqrt{h_x} & (2a) \\ \frac{dh_x}{dx} = -r Q_x^2 & (2b) \end{cases} \quad (2)$$

където  $Q_x$  и  $h_x$  са непрекъснати функции по оста на транзитния поток  $x$  в границите:

$$Q_L \geq Q_x \geq Q_0; h_L \geq h_x \geq 0; 0 \leq x \leq L.$$

Функциите  $Q_x$  и  $h_x$  се трансформират за удобство в  $Q_\ell$  и  $h_\ell$  по реципрочната ос  $\ell$  (фиг.2), където:  $x = L - \ell; Q_L \geq Q_\ell \geq Q_0; h_L \geq h_\ell \geq 0$ .

Разпределителните функции, получени след решение на уравнения (1) или (2), се използват при следните инженерни изчисления:

- избиране на вентилатор при зададено количество въздух  $Q_0$ ;
- пресмятане на количеството въздух  $Q_0$  при зададен вентилатор;
  - определяне мястото на два и повече вентилатора с известни характеристики  $h_{Fi}(Q_{Fi})$  при определени условия. Това мотивира постоянен интерес към решението на разпределителните уравнения

РАЗПРЕДЕЛИТЕЛНИ ФУНКЦИИ

Рекурентните формули (1) определят точно числените стойности на дебита и налягането ( $Q_i, h_i$ ) в опростения мрежов модел (фиг.1) при входни данни -  $L, r, l_f, k_f$  и  $Q_0$ . Този подход се прилага почти сто години за пресмятане на прости паралелни вентилационни мрежи. Stefanov T.P., V.V. Tomov, I.S. Velchev (1975) прилагат итеративно решение (метод Н.Кросс) на сложни (диагонални) мрежи от

вентилационни тръби (разклонени транзитни потоци, диагонални клонове, произволно избрани брой и места на вентилаторите, различни съпротивления на клоновете, спътни течения и т.н.).

Използуването на модел (2) в рудничната вентилация намира съществено начало в разработките на: Loisson R. и J.Ulmo, (1950); Holdsworth J.E., M.A. Pritchard и W.N.Walton, (1951); Воронин В.Н., (1956). През втората половина на миналото столетие се появяват редица нови решения: Simode E., (1976); Pawinski J., J. Roszkowski и J.Strzeminski (1979); Robertson R. и P.B.Wharton (1980), Browning E.J., (1983); Vutukuri V.S. (1983), Кертиков (1994) и др. Това е етап на аналитични изследвания и извеждане на формули за инженерни пресмятания. За тази цел се прилагат различни опростявания при решаване на уравнения (2). Те довеждат до отличаващи се крайни резултати  $Q_L$  и  $h_L$ , в отделни случаи - до сериозни отклонения от действителните стойности. Достатъчно точно е например интегралното решение с апроксимация на  $h_x(m)$ :

$$Q_L = Q_0 + \frac{2k_x L}{m+2} \sqrt{h_L(m)} \quad (3)$$

Много удобни и с добро приближение ( $L < 750 m$ ) са формулите на В.Н.Воронин (1956):

$$h_L = r L Q_0 Q_L; P_L = \frac{Q_L}{Q_0} = \left( \frac{k_x}{3} \sqrt{r L^3} + 1 \right)^2 \quad (4)$$

Аналогичен е подходът на Browning E.J. (1983).

Авторите на настоящата статия прилагат итеративно интегриране на уравнения (2) до необходимата сходимост чрез полиномна апроксимация (Vlasseva, 2001). Първото

приближение за  $h_x$  е:  $h_x^I = r L Q_0^2 \frac{\ell}{L}$ . Израза се

замества в (2а), чието решение е първото приближение за  $Q_x^I$ :

$$\int_{Q_0}^{Q_x^I} dQ_x = -k \int_0^x \sqrt{h_x^I} = Q_x^I$$

От тази позиция стартира полиномната апроксимация, извършена от авторите:  $Q_x^I$  се апроксимира с полином от 3-та степен (анализа на функциите  $Q_x$  и  $h_x$  доказва, че такъв полином описва много добре поведението им):

$$Q_x^I \approx P_3(x) = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3$$

Тази полиномна апроксимация се замества в (2b):

$$\frac{dh_x}{dx} = -r (a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3)^2$$

Решението на горното уравнение е второто приближение  $h_x^{II}$ . Числените стойности на  $\sqrt{h_x^{II}}$  се апроксимират отново с полином от 3-та, който се замества в (2а):

$$\frac{dQ_x}{dx} = -k (b_0 + b_1 x + b_2 x^2 + b_3 x^3)$$

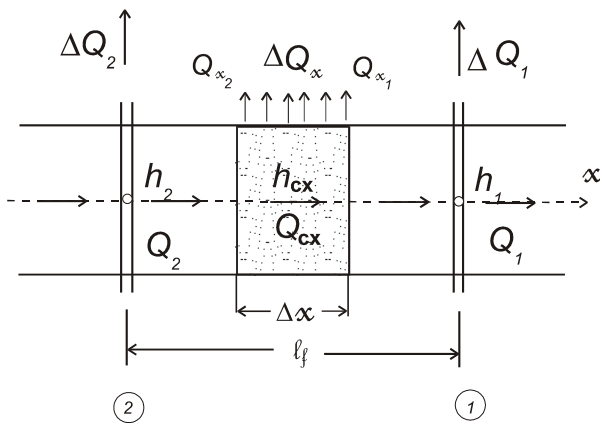
Решението му е

второ приближение на дебита  $Q_x''$ . Процедурата продължава до достигане на предварително зададена точност, а именно  $10^{-2}$  по  $Q$ .

Числените решения по този начин апроксимират непрекъснатите функции на налягането  $h_x$  и дебита  $Q_x$ . Така се постига продължение на итеративното решение на R.Loisson и J.Ulmo (1950), направено аналитично до втора итерация.

По представения алгоритъм е съставена компютърна програма, която дава числените стойности на разпределителните функции при зададени входни данни: дължина, съпротивление и коефициент на неплътост, на тръбопровода и необходимо количество въздух.

Недостатъчна е информацията от емпирични тестове на решенията на математичен модел (2). Това налага да се прибегва към сравнителна оценка с априорно по-точни изчислителни методи.



Фигура 3. Задаване на филтрационните отвори

### СЪПОСТАВИМОСТ НА МОДЕЛИТЕ

Разликата между математичните модели (1) и (2) произтича от детерминаността на филтрационните отвори (фиг. 3). При първия модел всеки отвор се пресмята отделно чрез неговото аеродинамично съпротивление  $R_f = 1/k_f^2$ ,  $\text{kg/m}^7$ . При втория модел това се прави на основата на осреднено съпротивление на отворите (порите), разположени върху площ  $\pi \ell_p d$ , на стената на тръбата,  $R_p = 1/(\ell_p k_x)^2$ ,  $\text{kg/m}^7$ . Така се определя размерността на двата коефициента на филтрация: съсредоточен  $k_f$ ,  $(\text{m}^7/\text{kg})^{1/2}$  и площ  $k_x$ ,  $(\text{m}^5/\text{kg})^{1/2}$ . Според уравнения (1) и (2) те се дефинират (фиг. 3) като отношение на филтрационния дебит ( $\Delta Q$ ) от отвора или от филтрационната площ към налягането ( $\sqrt{h}$ ) в тръбопровода:

$$k_f = \frac{Q_2 - Q_1}{\sqrt{h_1}} = \frac{\Delta Q_1}{\sqrt{h_1}}; \quad \ell_p k_x = \frac{Q_{x2} - Q_{x1}}{\sqrt{h_{cx}}} = \frac{\Delta Q_x}{\sqrt{h_{cx}}} \quad (5)$$

където:  $h_1 = h_f = R_f \Delta Q_1^2$  и  $h_{cx} = R_p \Delta Q_x^2$ , а  $h_{cx}$  и  $Q_{cx}$  са интегрални определения по уравнения (2) за сектора  $\ell_p = \Delta x$  (фиг. 3).

Равенства (4) дават основание да се направят следните изводи за въздухопроводи със съсредоточена и площна филтрация и еднакви диаметри ( $d_1=d_2$ ):

1. когато  $\ell_f \rightarrow \ell_p$  и  $k_f \rightarrow \ell_p k_x$ , функциите  $h_i, Q_i$  се доближават до  $h_x, Q_x$ ;
2. най-добро приближение се постига при  $\ell_f = \ell_p$
3. пълно съвпадение на разпределителните функции не се достига поради заложеното в моделите различие - течения в плътен ( $\ell_f$ ) и непътен ( $\ell_p$ ) сектор, при което  $\Delta Q_i < \Delta Q_x$  и  $\Delta h_i > \Delta h_{xi}$ ;
4. посочените неравенства стават пренебрежимо малки при  $\ell_f = \ell_p = \Delta x < 10 \text{ m}$ .

Критериите на описаната сходимост на модел (1) към модел (2) могат да се представят следователно в следния вид:

$$\ell_v = \ell_p \text{ и } k_v = \ell_p k_x \quad (6)$$

където разстоянието  $\ell_v$  и коефициентът  $k_v$  са виртуални стойности на  $\ell_f$  и  $k_f$ . При тези условия рекурентните пресмятания по уравнения (1) могат да се приемат в инженерните изчисления като еквивалентни на интегрирането на уравнения (2).

Vutukuri V.S. (1983) трансформира модел (2) към уравнения (1), като разделя въздушното течение в зададен сектор ( $\ell_p = \Delta x$ ) на два паралелни потока - транзитен в плътен канал ( $h = r \ell_p Q_d^2$ ) и филтрационен в условен отвор със съпротивление  $R_p = 1/(\ell_p k_x)^2$ , което е еквивалентно на съпротивлението на филтрацията по стените на сектора ( $h = R_p Q_p^2$ ). Въздухоразпределението в образувания виртуален паралел и в неговите многократни съчетания по дължината на тръбопровода ( $L$ ) се пресмятат точно и леко по зависимостите за паралелни мрежи (виртуален модел (1)). Vutukuri A.S. решава задачата, обаче, като въвежда определението  $R_p$  в уравнения (2), елиминира от тях  $Q_x$  и интегрира полученото диференциално уравнение от втора степен по апроксимацията, прилагана от Holdworth et al. (1951)

$$(h'_x)^{1/2} (h''_x)^2 = \left( \frac{r}{R_p} \right)^{1/2} 2 h'_x (h_x)^{1/2}$$

В таблица 1 са съпоставени решения на Vutukuri A.S. - трансформиран модел (2), Vlasseva E. - модел (2) и виртуален модел (1) при условията на пример №3 на Vutukuri A.S. (1983):  $d=1,00m$ ,  $r=0,02464kg/m^8$ ;  $k_x=0,00005(m^5/kg)^{1/2}$ ,  $Q_0=10,00m^3/s$ ,  $l_v=20m$ ,  $L=2000m$ .

Таблица 1. Сравнителни изчисления

L	Vutukuri 1983		Vlasseva 2001		Виртуален модел	
100	--	--	10.06	247.103	10.06	247.35
500	10.48	1258.35	10.58	1291.71	10.61	1290.75
1000	11.64	2785.29	11.71	2813.05	11.74	2813.87
1500	13.30	4765.39	13.23	4722.21	13.27	4722.10
1840	14.59	6416.90	14.49	6331.12	14.53	6328.30
2000	--	--	15.15	7195.41	15.19	7104.30

Коефициентите  $k_x$  и  $k_f$  оказват съществено влияние върху резултатите от изчисленията по моделите (1) или (2). Стойностите им се установяват опитно, чрез преки измервания на  $\Delta Q$  и  $\Delta h$  в контролен участък на въздухопровода (Simode E., 1976; Селезнев А.С., 1992; Gillies A.D.S., H.W.Wu, 1992).

Плътноста на тръбите съединения ( $k_f$ ) се определя точно чрез стендови аеродинамични изследвания.

Коефициентът  $k_x$  резултира от неплътности,, разположени по целата дължина  $L$  на тръбопровода. Средната му стойност би трябвало да се търси по измерени  $\Delta Q$  и  $\Delta h$  в сравнително дълъг негов участък  $\Delta L=L_1-L_2$ . При еднаква технология на уплътнение и поддържане на тръбопровода и при развита турбулентност на всички въздушни течения в него, мястото и дължината на контролния участък (фиг. 3 ) се избират само по съображения за точност на измерванията и за представителност на осредняването.

Формулата за пресмятане на  $k_x$  се извежда като разлика  $Q_1-Q_2$  по определение (3) при  $L_1$  и  $L_2$ :

$$k_x = \frac{Q_2 - Q_1}{2 \left( \frac{L_2}{m_2 + 1} \sqrt{h_2} - \frac{L_1}{m_1 + 1} \sqrt{h_1} \right)} \left[ \frac{m^3 / s}{m \sqrt{N / m^2}} \right] \quad (7)$$

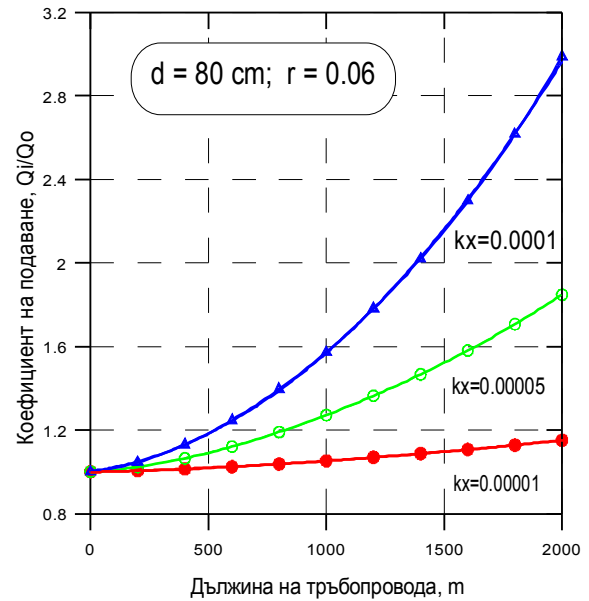
или чрез интегриране в границите на  $\Delta L$  (фиг. 3 ) при  $m=1$  (линейна апроксимация):

$$k_x = \frac{3(Q_2 - Q_1)(h_2 - h_1)}{2 \Delta L (\sqrt{h_2^3} - \sqrt{h_1^3})} \quad (8)$$

За същата цел може да се използва и формула (4). Английският вариант на  $k_x$  е  $L_c = k_x 100 \sqrt{1000}$ .

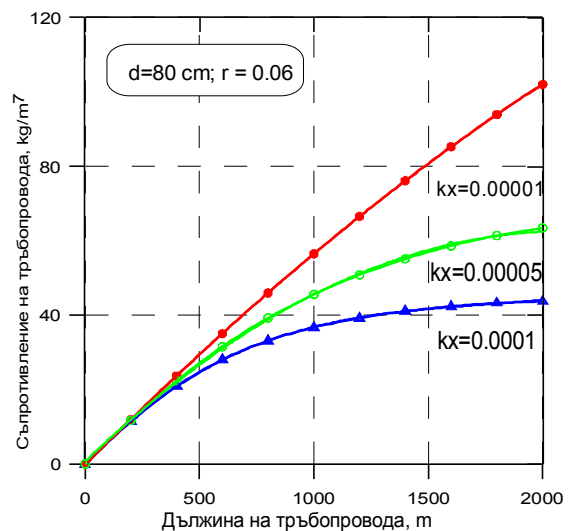
Описаните измервания и пресмятания определят реални

стойности за коефициента  $k_x$  и съпротивлението  $R_p$ , които съответстват на диаметъра на тръбата, т.е. на филтрационната площ  $F=\ell p d$  и на аеродинамичните условия на просмукване на въздух.



Фигура 4а. Коефициент на подаване (d=80 cm)

▲	$P = 1.00247 + 0.000151X + 4.1491E - 7X^2$
○	$P = 0.9922 + 0.0001278X + 1.5005E - 7X^2$
●	$P = 0.9974 + 3.1876E - 5X + 2.2565E - 7X^2$
d= 100 cm; r= 0.02	
▲	$P = 0.99241 + 0.000139X + 1.82596E - 7X^2$
○	$P = 0.99376 + 8.40209E - 5X + 7.47475E - 8X^2$
●	$P = 0.9984 + 1.875895E - 5X + 1.260837E - 8X^2$



Фигура 4б. Съпротивление на тръбопровода (d=80 cm)

▲	$P = 0.26634 + 0.06223X + 5.51496E - 6X^2$
○	$P = 0.680196 + 0.05889X + 1.40185E - 5X^2$
●	$P = 0.24751 + 0.06559X + 3.5308E - 5X^2 + 6.8006E - 9X^3$
d= 100 cm; r= 0.02	

$$\begin{aligned} \blacktriangleleft P &= 0.068201 + 0.02052 X - 1.15546 E - 6 X^2 \\ \bigcirc P &= 0.680196 + 0.05889 X + 1.40185 E - 5 X^2 \\ \bullet P &= 0.1336 + 0.02195 X - 8.34636 E - 6 X^2 + 1.17097 E - 9 X^3 \end{aligned}$$

Когато интензивността на филтрация в равни по дължина сектори ( $\ell_{p1} = \ell_{p2}$  с различни диаметри ( $d_1 \neq d_2$ )) е еднаква ( $FILQ_1 = FILQ_2$ ), се получават следните съотношения:

$$k_{x1} d_1 = k_{x2} d_2 \text{ или } \frac{R_{p1}}{d_1^2} = \frac{R_{p2}}{d_2^2} \quad (9)$$

Те са критерии следователно за еднаква степен на плътност на тръбопровода с различни диаметри. От тях произтичат показателите:  $K_d = k_x d$  или  $Z_d = L_c d$  и  $R_d = R_p / d^2$  по които се сравняват и оценяват въздуховодите

В таблица 2 е представена класификация на неплътни въздуховоди по примера на Vutukuri V.S. (1983) за тръбопровода с различни диаметри, но с еднакъв коефициент  $k_x$  и  $R_p$  при  $\ell_p = 100$  m.

Таблица 2. Сравнение на означенията за плътност

d	kx	Rp	Kd	Ld	Rd	Качество на уплътнението
0.25	0.0002	2500	0.00005	0.158114	40000	Мн. Добро
0.50	0.0002	2500	0.0001	0.316228	10000	Средно
0.75	0.0002	2500	0.00015	0.474342	4444.4	Слабо
1.00	0.0002	2500	0.0002	0.632456	2500.0	Лошо
2.00	0.0002	2500	0.0004	1.264912	625.0	Много лошо
5.00	0.0002	2500	0.001	3.162280	100.0	

Оценките за плътност на E. Simode (1976) и на Pawinski (1979) са направени по коефициента  $k_x$  и се отнасят за тръбопровода с еднакъв диаметър.

### СПЕЦИФИЧНИ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА НЕПЛЪТНИ ВЪЗДУХОВОДИ

Таблица 3. R-R паспорти на два тръбопровода с различна степен на уплътнение

x	D = 80 cm; r = 0.06						D = 100 cm; r = 0.02					
	kx=0.00001		kx=0.00005		kx=0.0001		kx=0.00001		kx=0.00005		kx=0.0001	
	P	R	P	R	P	R	P	R	P	R	P	R
0	1.00	0.00	1.00	0.00	1.00	0.00	1.00	0.00	1.00	0.00	1.00	0.00
200	1.00	11.93	1.02	11.67	1.05	11.35	1.00	3.99	1.01	3.94	1.03	3.87
400	1.01	23.65	1.06	22.33	1.13	20.89	1.01	7.93	1.04	7.67	1.07	7.37
600	1.02	35.01	1.12	31.54	1.25	28.05	1.01	11.81	1.07	11.10	1.14	10.32
800	1.04	45.96	1.19	39.24	1.40	33.13	1.02	15.60	1.11	14.18	1.22	12.72
1000	1.05	56.47	1.27	45.58	1.57	36.68	1.03	19.30	1.15	16.93	1.32	14.65
1200	1.07	66.51	1.36	50.80	1.78	39.20	1.04	22.91	1.20	19.36	1.42	16.19
1400	1.09	76.11	1.47	55.10	2.02	41.03	1.05	26.42	1.26	21.51	1.55	17.43
1600	1.11	85.23	1.58	58.59	2.30	42.34	1.06	29.83	1.32	23.40	1.68	18.42
1800	1.13	93.88	1.71	61.37	2.62	43.23	1.07	33.13	1.39	25.04	1.83	19.18
2000	1.15	101.97	1.85	63.44	2.99	43.70	1.09	36.30	1.46	26.41	2.00	19.73

### ИНЖЕНЕРНИ ИЗЧИСЛЕНИЯ

#### Един вентилатор в тръбопровода.

Основната цел при проектиране на тръбни вентилационни системи е да се постигне целесъобразно разпределение на дебита и налягането при различни варианти и гранични условия: дължини на тръбопровода (L), секторите ( $\Delta L$ ) и съставните тръби ( $\ell_i$ ); диаметри и съпротивления ( $d, r$ ); степен на уплътняване ( $k_x, k_f$ ); брой, място (i) и напорни характеристики ( $h_F - Q_F$ ) на вентилаторите, различни Qo и т.н. Изчисленията се правят чрез разпределителните функции  $Q_i$  и  $h_i$  или  $Q_x$  и  $h_x$ , извеждани от уравнения (1) или (2) при всяка смяна на условията.

Тези многократни решения могат да се избегнат чрез специфичните характеристики на тръбопровода  $R_x$  и  $P_x$ , които зависят само от дължината (x) и съпротивленията при триене (r) и филтрация ( $R_f$  или  $R_p$ ).

$$R_x = \frac{h_x}{Q_x^2} = R(x; r, k) \quad (10)$$

$$P_x = \frac{Q_x}{Q_0} = p(x, r, k) \quad (11)$$

Функциите (10) и (11) се извеждат еднократно чрез уравнения (1) или (2) за произволни L и Qo (например L=2000 m  $Q_0 = 1$  m<sup>3</sup>/s). Те са постоянна характеристика (паспорт) на съответния въздуховод (r, kx или kf). Каталог от R-P паспорти и от  $h_F(Q_F)$  характеристики на вентилатори осигурява достатъчна информация за инженерни изчисления на неплътни тръбно-вентилационни системи. В таблица 3 са представени R-P паспорти на два често използвани въздуховода с три степени на плътност. На фигури 4а и 4в са представени в графичен вид съпротивлението и коефициента на подаване за  $d=80$  cm и  $r=0.06$ ). Под графиката са записани полиномите, с които те са апроксимирани за двата тръбопровода и трите типа уплътнения.

Тръбопроводът и вентилаторът се задават чрез специфичните им характеристики  $R - P$  и  $h_F(Q_F)$ . Изчисленията се правят за цялата дължина на тръбопровода, като тя се разделя на отделни сектори  $\Delta L$

(фиг. 6), определящи евентуални възли  $i$  - места за вентилатори или междинни пресмятания. Към всеки възел се приписват секторните прирасти на специфичните характеристики  $\Delta R_i$  и  $\Delta P_i$  по осите  $X$  и  $\ell$ .

Когато вентилаторът е в началото ( $x = 0$ ;  $\ell = L$ ) на транзитния поток (фиг. 5), той работи нагнетателно по цялата дължина на тръбопровода. Ако е монтиран на края ( $x = L$ ;  $\ell = 0$ ), действието му е смукателно. Параметрите на теченията в двата случая са еднакви, но ориентирани противоположно. Тогава преодоляваното съпротивление е равно на  $R_L$ , филтрацията е еднопосочна ( $+FILQ_x$  или  $-FILQ_\ell$ ) и максимална, няма рециркулация ( $RECO = 0$ ). Водеща цел на проекта е да осигури достатъчно количество въздух за проветрявания обект  $Q_0$ , което се приема или изчислява предварително по лимитиращите го фактори.

Аеродинамичните изчисления на вентилационната система се правят по два начина:

- задава се  $Q_0$ , определя се необходимия работен режим на вентилатора по уравненията:

$$Q_F = Q_L = Q_0 P_\ell \text{ и } h_F = h_L = R_\ell Q_0^2 \quad (12)$$

и се избира вентилатор;

- избира се вентилатор  $h_F(Q_F)$  или вентилаторен агрегат и се пресмятат: резултиращият му режим по  $R_L$  чрез системата уравнения.

$$h_F(Q_F) \text{ и } h_L = R_L Q_0^2 \quad (13)$$

и разпределението на дебита и налягането:

$$Q_0 = Q_L / P_L ; Q_i = Q_0 P_i ; h_i = R_i Q_i^2 \quad (14)$$

Ако количеството въздух  $Q_0$  е неприемливо, решението се повтаря с друг вентилатор или въздухопровод.

Когато мястото на вентилатора е по трасето на транзитния поток (фиг. 5), в тръбопровода се оформят две зони на налягане: смукателна по  $x$  и нагнетателна по  $\ell$  със съответстващата им филтрация ( $+FILQ_x$  и  $-FILQ_\ell$ ) и рециркулация ( $RECO_{lx}$ ). Аеродинамичното съпротивление на тръбопровода се разделя на два независими клона  $R_{ix}$  и  $R_{i\ell}$ , при което:

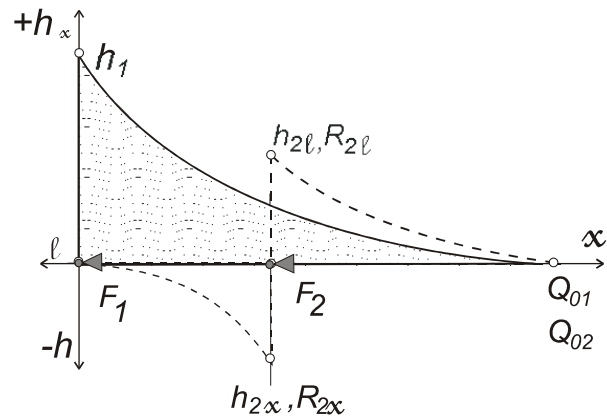
$$R_i = R_{ix} + R_{i\ell} ; h_i = R_i Q_i^2 \quad (15)$$

Работният режим на вентилатора ( $h_i, Q_i$ ) се определя по уравнения (15), а разпределението на налягането и дебита - по формулите:

$$Q_{0x} = Q_i / P_{ix} , h_{ix} = R_{ix} Q_{ix}^2 \quad (16)$$

$$Q_{0\ell} = Q_i / P_{i\ell} , h_{i\ell} = R_{i\ell} Q_{i\ell}^2 \quad (17)$$

Описаните изчисления се правят за избрания типоразмер  $R - P$  на тръбопровода при  $L = L_{max}$  и при  $L < L_{max}$ . Така се оценява необходимостта само от един или от повече вентилатори за целия срок на изграждане и подържане на тръбната инсталация. Когато получените резултати са технологично неизпълними или икономически неизгодни, пресмятанията се повтарят с други тръбопровода и вентилатори до намиране на приемливо решение.



Фигура 5. Вентилатор в началото

#### Два и повече вентилатора в тръбопровода.

Първият вентилатор се монтира обикновено в един от краищата на тръбопровода - нагнетателно по  $x$  или смукателно по  $\ell$  (фиг. 6). Останалите се разполагат по трасето на въздушния поток. Взаимодействието им се определя чрез сумиране на индивидуалните им функции  $h_{ix}$  и  $h_{i\ell}$  при всеки възел на тръбопровода:

$$\bar{h}_i = \sum h_{i\ell} - \sum h_{ix} \quad (18)$$

и чрез изчисляване на резултиращия дебит:

$$\bar{Q}_i = \sqrt{\bar{h}_i / R_i} \quad (19)$$

Резултиращите стойности  $\bar{h}_i$  и  $\bar{Q}_i$  очертават изменението на налягането и дебита по оста на транзитното течение (фиг. 6). Функцията  $\bar{h}_i$  оформя зад всеки вентилатор възел с едно от следните налягания:

- N – нулево ( $\bar{h}_i = 0$ );
- K – компресионно ( $\bar{h}_i > 0$ );
- D – депресионно ( $\bar{h}_i < 0$ );

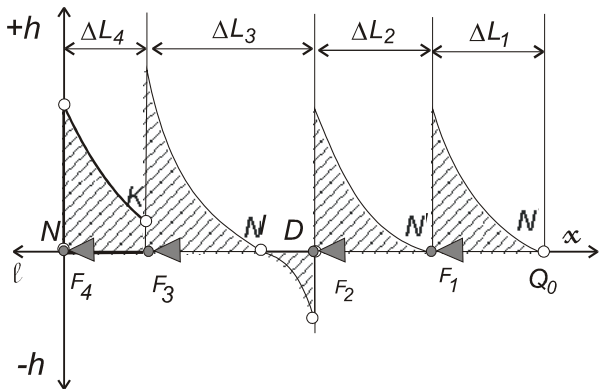
Функцията  $\bar{Q}_i$  описва непрекъснатостта на транзитния въздушен поток - низходящ по  $x$  и възходящ по  $\ell$ .

Между два съседни възела N-N се образува зона, в която загубата на налягане се възстановява само от намиращия се в нея вентилатор. Параметрите на зоната N-N произтичат следователно от индивидуалния режим на този вентилатор ( $R_i, P_i, h_i, Q_i$ ).



Компресията във възел K определя степента на последователно агрегиране на взаимодействащите си вентилатори. Отдалечаването им един от друг довежда до възлите N и след това D. Приближаването им увеличава компресията до 100% (вентилаторите работят последователно в общ възел).

Депресионният сектор N-D причинява рецикулация в тръбопровода, която по принцип не бива да се допуска. Тя се намалява и избягва, като се съкрати разстоянието между взаимодействащите си вентилатори.

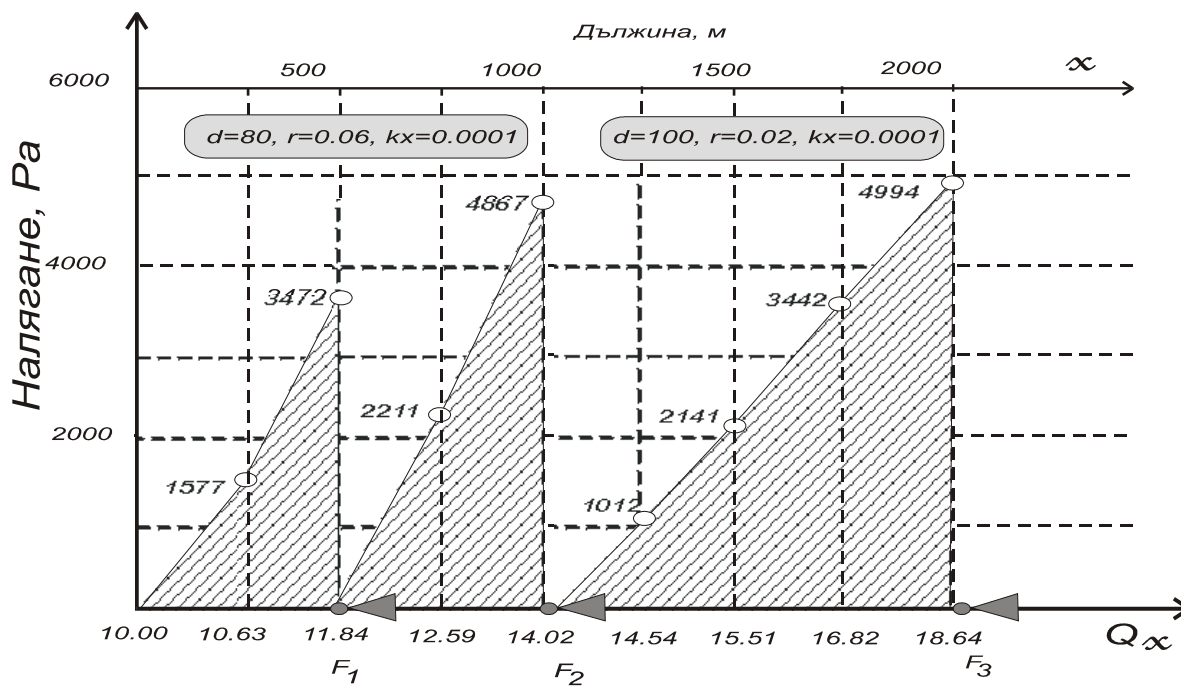


Фигура 6. Два и повече вентилатора

Желаното взаимодействие на зададени (налични) вентилатори се търси чрез многовариантни пресмятания, определящи разстоянията между тях.

Проектирането на вентилационната система без рецикулация се постига просто и точно по схемата N-N при зададено  $Q_0$  (фиг. 6):

- Разделя се максималната дължина на тръбопровода  $L$  на сектори  $\Delta L_i$ . Задава се  $Q_0$  в края на транзитния поток и се пресмятат функциите  $h_i$  и  $Q_i$  по известните характеристики  $P_i$  и  $R_i$  или чрез интегралното решение на уравнения (2).
- Избира се вентилатор №1 (вентилаторен агрегат от по-маломощни вентилатори) за първата N-N зона, която включва няколко сектора. Предвижда се този вентилатор да обхваща секторните показатели  $h_i$ ;  $Q_i$  при всяко удължаване на тръбопровода. Това би могло да се постигне чрез увеличаване оборотите или промяна на ъгъла на лопатките на вентилатора или броя на агрегатите.
- По същия начин се избират вентилаторите (агрегатите) №2, №3 и т.н. за следващите зони с начално количество въздух  $Q_0$ , което е равно на производителността на вентилатора в предната зона ( $Q_{02} = Q_1$ ,  $Q_{03} = Q_2$ ) и т.н.
- Проектът N-N следва да се реализира с 5-10% увеличение на изчисленото налягане на вентилаторите №2, №3 и т.н., което осигурява резерв за избягване на евентуални рецикулационни сектори.



Фигура 7. Числено решение за тръбопровод от 2000 м

На фиг. 7 е представено числено решение за тръбопровод с дължина 2000 m, съставен от два последователно свързани тръбни състава:

$$\Delta L_1 = 1000; d_1 = 80; r = 0.060; k_x = 0.0001$$

$$\Delta L_2 = 1000; d_2 = 100; r = 0.020; k_x = 0.0001$$

На фигурата е показано крайното състояние на проектирана смукателна система. Избраните вентилатори са от един тип с възможности за изменение на ъгъла на лопатките

$$(F_1, \beta = 15^\circ; F_2, \beta = 25^\circ; F_3, \beta = 30^\circ).$$

Междинните състояния (режими) след всяко удължаване на тръбопровода са посочени при  $\Delta L = 250 m$ . Общата теоретична мощност на двигателите на вентилаторите възлиза на 202,36 kW.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На фона на известни методи за изчисления на непълтни въздухопроводи са представени следните изводи и решения на авторите:

- Разпределителните функции  $h_x$  и  $Q_x$ , получени по разработени от авторите модел и компютърна програма за последователно (итеративно) интегриране на уравнения (2) с междинни полиномни апроксимации на търсените функции;
- Построени са  $R - P$  паспорти на два типоразмера тръбопроводи с характерни параметри;
- Представен е числен алгоритъм за опростени изчисления на системата "непълтен тръбопровод-вентилатори" с оптимизиране на броя, местата и мощностите на вентилаторите.

#### ЛИТЕРАТУРА

- Pawinski J., J.Roszkowski, J.Strzeminski, 1979. Przewietrzanie kopalni. Wyd. "Slask", Katowice (polish text).
- Gillies A.D.S., H.W.Wu, 1999. A Comparison of Air Leakage Prediction Techniques for Auxiliary Ventilation Ducting Systems. 8<sup>th</sup> U.S. Mine Ventilation Symposium. Rolla, Missouri.
- Vutukuri V.S., 1983. Air Leakage in Ventilation Ducting and the Design of Auxiliary Ventilation Systems. "The Mining Engineer", No. 262, July.
- Loisson R., J.Ulmo, 1950. Determination des caracteristiques des canalisations d'aerage secondaire. Rev. de L'Industrie Min..
- Browning E.J.1983. An Approximate Method for Auxiliary Ventilation Calculations. The Mining Engineer. Inst. Of Min. Eng., Doncaster.
- Voronin V.N., 1956, Basis for mine aero-gas dynamics, .Publ House "Uglehizdat"(Russian text).
- Simode E., 1976. Ventilation secondaire, Industrie Minerale - Mine, Chapitre XV, 257-281
- Stefanov T.P., V.T. Tomov, Iv. Sv. Velchev, 1975. Analisis of ventilation networks using computers, Proc. 16<sup>th</sup> International Conference on Safety in Mine Research Institiutes, Washington.
- Кертиков В., 1994, Относно методите за аеродинамични изчисления на местни вентилационни системи с непълтни вентилационни тръбопроводи, Годишник на Минно-геоложки университет, т. 40, св. 2, София, стр. 97- 102.
- Holdsmen J.F., Pritchard M.A., and Walton W.H., 1951, Fluid flow in ducts with a uniformly distributed leakage, British journal of applied physics, vol.2, p. 321-324.
- Robinson R., Wharton P.B., 1980, Auxillary ventilation systems – planning and application, Proc. CEC Inf. Symp. On methane, climate, ventilation in the coal mines of the European communities, Luxemburg, p. 476-499.
- Vlasseva E., T.P. Stefanov, 2001, Complex evaluation of auxiliary ventilation system parameters, 9<sup>th</sup> Mine Ventilation Congress, Krakow, Poland, pp.





# UNTIGHT PIPELINE VENTILATION SYSTEMS' CALCULATIONS

**Todor Stefanov**

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski"  
Sofia 1700, Bulgaria

**Elena Vlasseva**

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski"  
Sofia 1700, Bulgaria  
elena@mgu.bg

## ABSTRACT

A review of pressure and air volumes in un-tight pipelines predictive methods has been done. Two main approaches, utilized to work out distribution functions for  $h_x$  and  $Q_x$ , are compared. Reasons have been given for virtual substitution of integral model with algebraic system of equations for recurrent calculations. Paper present so called passports  $R_x-P_x$  for typical characteristics of pipelines. Such approach can avoid repeatable prediction of  $h_x$  and  $Q_x$  under different boundary conditions in calculation sectors. Pressure and air volumes distribution is defined under graphical and polynomial approximation, given in the passports. A comprehensive algorithm for the method, worked out by authors, has been presented. Its application is demonstrated on real examples.

## INTRODUCTION

Fan operation in tight pipelines is described by exact mathematical model. The design of such pipeline systems is a routine work. In un-tight pipelines mathematical description is harden due to existence of air leakages towards and from pipes thus forming complex network from mutually interacted transit and filtration flows.

Mine ventilation pipelines are normally un-tight for heavy natural and technological conditions in the process of their construction and maintenance. Two physical models are utilized to describe their un-tightness:

- **Network** (fig. 1) – fixed along the pipeline un-tightness (flanges or other conjunctions);
- **Continuous** (fig. 2) – randomly distributed outlets along the pipeline walls.

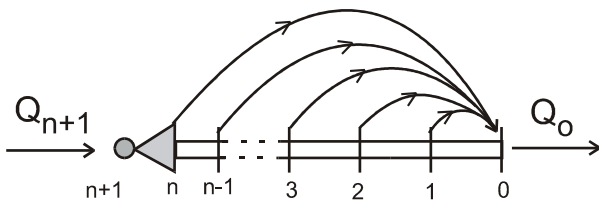


Figure 1. Network model of pipeline

Air distribution in such pipelines is described by mass and energy conservation equations, which are solved under following assumptions:

- Turbulent flow mode;
- Non changeable air density;
- Momentum conservation is not affected by filtration;
- Local resistances are taken into account by increased value of friction factor;
- Air resistance of main flow is neglected or added to pipeline friction factor.

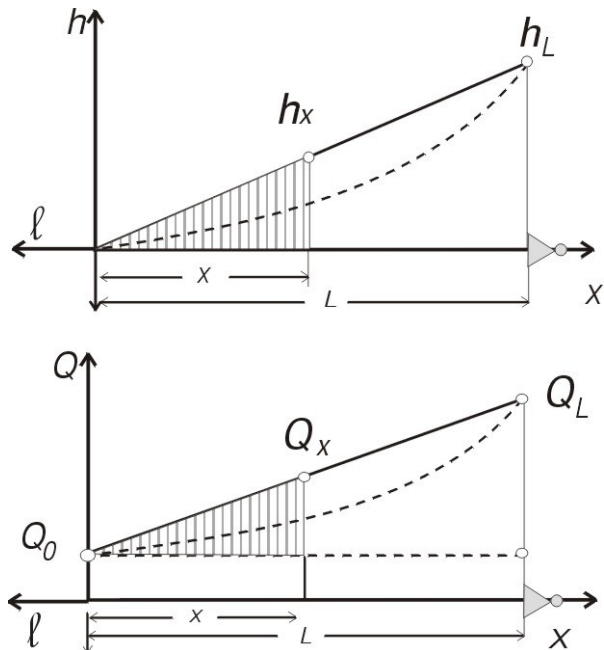


Figure 2.  $Q_x, h_x$  distribution functions

Conservation equations under above written assumptions are as follows:

### 3. network distribution (fig.1):

$$\begin{cases} Q_i = Q_{i-1} + k_f \sqrt{h_{i-1}} \\ h_i = h_{i-1} + r l_f Q_i^2 \end{cases} \quad (1)$$

where :  $i = 1, 2, 3, \dots, n; n = L/l_f$  is junction number and its adjoining out flowing branch;  $l_f$  - distance between flanges, m;  $L$  - pipeline length, m.

Quantities  $Q_i$  and  $h_i$  represent air volumes (m<sup>3</sup>/s) and pressure (N/m<sup>2</sup>) distribution in separate junctions, where  $Q_1 = Q_0; h_L = 0; Q_{n+1} = Q_L; h_n = h_L$ .

### 4. continuous distribution (fig. 2):

$$\begin{cases} \frac{dQ_x}{dx} = -k_x \sqrt{h_x} & (2a) \\ \frac{dh_x}{dx} = -r Q_x^2 & (2b) \end{cases} \quad (2)$$

where  $Q_x$  and  $h_x$  are continuous functions along the transit flow direction  $x$  in boundaries:

$$Q_L \geq Q_x \geq Q_0; h_L \geq h_x \geq 0; 0 \leq x \leq L.$$

Functions  $Q_x$  and  $h_x$  are transformed for convenience into  $Q_\ell$  and  $h_\ell$  along reciprocal axis  $\ell$  (fig.2), where:  $x = L - \ell; Q_L \geq Q_\ell \geq Q_0; h_L \geq h_\ell \geq 0$ .

Distribution functions, obtained from solutions of either (1) or from (2) can be applied in the following engineering calculations:

- Fan selection under given  $Q_0$ ;
- Evaluation of initial air quantity  $Q_0$  under given fan;
  - Location of two and more fans with given characteristics  $h_{Fi}(Q_{Fi})$  evaluation.

These problems motivated continuous interest in solution of models (1) or (2) and distribution functions evaluation.

## DISTRIBUTION FUNCTIONS

Recurrent formulae (1) define exact numerical values of air volumes and pressure ( $Q_i, h_i$ ) in the simplified model (fig. 1) under following input data -  $L, r, l_f, k_f$  и  $Q_0$ . Such approach is applied more than hundred years to solve simple parallel networks. Stefanov T.P., V.V. Tomov, I.S. Velchev (1975) utilized iteration solution under H.Kross method, presenting local ventilation system as a complex diagonal network with ventilation tubes (transit flows), diagonal branches, arbitrary number and place of fans, different resistance factor of branches etc.

Model (2) utilization in mine ventilation is initiated in the works of Loisson R. и J.Ulmo, (1950); Holdsworth J.E., M.A. Pritchard и W.N.Walton, (1951); Воронин В.Н., (1956). During the second half of 20<sup>th</sup> century series of new solutions are published: Simode E., (1976) ; Pawinski J., J. Roszkowski и J.Strzeminski (1979); Robertson R. и P.B.Wharton (1980), Browning E.J., (1983); Vutukuri V.S. (1983), Kertikov (1994). This is a stage of analytical treatment of the model and trials for engineering expressions deduction. Different simplifications are applied in the process of solution of (2), leading afterwards to different  $Q_L$  and  $h_L$ , in some cases reaching serious deviations from real values. Satisfying results give an integral solution (3), obtained under  $h_x(m)$  approximation:

$$Q_L = Q_0 + \frac{2k_x L}{m+2} \sqrt{h_L(m)} \quad (3)$$

Voronin's (1956) formulae are very useful and give good agreement with reality for ( $L < 750 m$ ):

$$h_L = r L Q_0 Q_L ; P_L = \frac{Q_L}{Q_0} = \left( \frac{k_x}{3} \sqrt{r L^3} + 1 \right)^2 \quad (4)$$

Similar is Browning's E.J. (1983) approach.

Authors of this paper apply sequent iterative integration of (2) to required accuracy via polynomial approximation (Vlasseva 2001). First approximation for  $h_x$  is:  $h_x^I = r L Q_0^2 \frac{\ell}{L}$ . This expression is substituted into (2a), which solution is first approximation for  $Q_x^I$ :

$$\int_{Q_0}^{Q_x^I} dQ_x = -k \int_0^x \sqrt{h_x^I} = Q_x^I$$

This is a starting point for polynomial approximation, developed by the authors of this paper, namely:  $Q_x^I$  is approximated by 3-rd degree polynomial (functions  $Q_x$  and  $h_x$  analysis show that such degree polynomial describes very well their behavior):

$$Q_x^I \approx P_3(x) = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3$$

This approximation is then substituted into (2b), giving:

$$\frac{dh_x}{dx} = -r (a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3)^2$$

Above written equation is the second iteration of  $h_x^{II}$ . Numerical values of  $\sqrt{h_x^{II}}$  are approximated by 3-rd degree polynomial, which polynomial is substituted into (2a):  $\frac{dQ_x}{dx} = -k (b_0 + b_1 x + b_2 x^2 + b_3 x^3)$ . Solution of this equation is second iteration for  $Q_x^{II}$ . Iteration procedure continue till preliminary given accuracy is reached, namely,  $10^{-2}$  in regard for  $Q$ .

Above described algorithm is transferred into computer code giving distribution functions  $h_x$  and  $Q_x$  under given input data – diameters, filtration factor, required air quantity.

As a result of above described procedure continuous functions for pressure  $h_x$  and air volumes  $Q_x$  are obtained. In this way the authors have achieved continuation of R.Loisson и J.Ulmo's (1950) solution, made analytically till the second iteration and is similar to the approach, applied by Vutukuri V.S. (1983) and Gillies, 1999

Insufficient information from empirical tests of solution to the model (2) lead to results comparison with proven calculation methods.

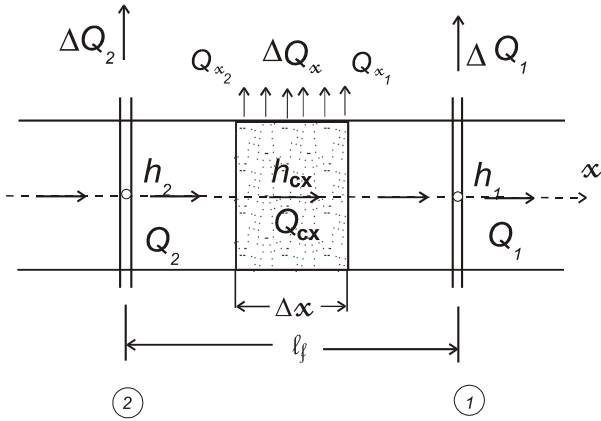


Figure 3. Filtration outflows

### MODELS' COMPARISON

Difference between models (1) and (2) comes from filtration inflows determination (fig. 3). In model (1) each outflow is calculated separately by its friction factor  $R_f = 1/k_f^2$ , kg/m<sup>7</sup> on the basis of averaged friction factor of holes (pores), located along the pipe wall surface  $\pi \ell_p d$ , namely:

$R_p = 1/(\ell_p k_x)^2$ , kg/m<sup>7</sup>. Thus dimension of the two filtration factors is determined: concentrated  $k_f$ , (m<sup>7</sup>/kg)<sup>1/2</sup> and distributed along surface  $k_x$ , (m<sup>5</sup>/kg)<sup>1/2</sup>. According to (1) and (2) these factors are defined (fig. 3) as ratio between filtration flow ( $\Delta Q$ ) from the hole or from filtration surface to pressure ( $\sqrt{h}$ ) in the pipeline:

$$k_f = \frac{Q_2 - Q_1}{\sqrt{h_1}} = \frac{\Delta Q_1}{\sqrt{h_1}}; \quad \ell_p k_x = \frac{Q_{x2} - Q_{x1}}{\sqrt{h_{cx}}} = \frac{\Delta Q_x}{\sqrt{h_{cx}}} \quad (5)$$

where:  $h_1 = h_f = R_f \Delta Q_1^2$  and  $h_{cx} = R_p \Delta Q_x^2$ , while  $h_{cx}$  and  $Q_{cx}$  are integral expressions under (2) for the sector  $\ell_p = \Delta x$  (fig. 3).

Expressions (5) give ground to draw the following conclusions for pipelines with equal diameters ( $d_1=d_2$ ) and with concentrated and distributed surface filtration:

5. when  $\ell_f \rightarrow \ell_p$  and  $k_f \rightarrow \ell_p k_x$ , functions  $h_i, Q_i$  are close to  $h_x, Q_x$ ;
6. best approximation is achieved when  $\ell_f = \ell_p$
7. full coincidence of distribution functions, obtained by the two models could not be achieved due to initial differences in the models

– in tight ( $\ell_f$ ) and un-tight ( $\ell_p$ ) sector, when  $\Delta Q_i < \Delta Q_x$  and  $\Delta h_i > \Delta h_{ni}$ ;

8. the above unevens become negligible when  $\ell_f = \ell_p = \Delta x < 10 m$ .

Convergence criteria from model (1) to (2) can be presented in the following way:

$$\ell_v = \ell_p \text{ u } k_v = \ell_p k_x \quad (6)$$

where distance  $\ell_v$  and factor  $k_v$  are virtual values of  $\ell_f$  and  $k_f$ . Under these conditions recurrent calculations made by (1) can be taken into engineering calculations as equivalent to the integral model (2).

Vutukuri V.S. (1983) transforms model (2) into (1) by splitting of air flow in given sector ( $\ell_p = \Delta x$ ) into two parallel flows – transit in tight pipe ( $h = r \ell_p Q_d^2$ ) and filtration – conditional pore with resistance  $R_p = 1/(\ell_p k_x)^2$ , equivalent to filtration resistance along sector walls ( $h = R_p Q_p^2$ ). Vutukuri A.S. solves the problem by introduction of  $R_p$  into (2), eliminates  $Q_x$  and integrates thus achieved second order differential equation by approximation proposed by Holdworth et al. (1951):

$$(h'_x)^{1/2} (h''_x)^2 = \left( \frac{r}{R_p} \right)^{1/2} 2 h'_x (h_x)^{1/2}$$

Table 1 presents comparative solutions, obtained by Vutukuri A.S. transformed model (2), Vlasseva E. – polynomial iteration approximation of (2) and virtual model (1). The problem example №3 in Vutukuri A.S. (1983) with the following input data:  $d=1,00m$ ,  $r=0,02464kg/m^8$ ;  $k_x=0,00005(m^5/kg)^{1/2}$ ,  $Q_0=10,00m^3/s$ ,  $l_f=20m$ ,  $L=2000m$ .

Table 1. Comparative results

L	Vutukuri 1983		Vlasseva 2001		Virtual model	
100	--	--	10.06	247.103	10.06	247.35
500	10.48	1258.35	10.58	1291.71	10.61	1290.75
1000	11.64	2785.29	11.71	2813.05	11.74	2813.87
1500	13.30	4765.39	13.23	4722.21	13.27	4722.10
1840	14.59	6416.90	14.49	6331.12	14.53	6328.30
2000	--	--	15.15	7195.41	15.19	7104.30

Factors  $k_x$  and  $k_f$  are of great importance to the results obtained under (1) or (2). Their real values can be experimentally proved by measurements of  $\Delta Q$  and  $\Delta h$  in control pipelines sectors as shown in Simode E., 1976; Seleznirov A.C., 1992; Gillies A.D.S., H.W.Wu, 1992.

Pipeline junction tightness ( $k_j$ ) is defined by laboratory modeling and similarity.

Factor  $k_x$  results from un-tightness, locate along the whole pipeline length  $L$ . Its average value should reflect measured values  $\Delta Q$  and  $\Delta h$  in comparatively long sector  $\Delta L=L_1-L_2$ . When utilizing same technology for tightness achievement and developed turbulence in it, location and length of control section (fig. 3) are chosen based only on accuracy of measurements and representatives of averization. Formulae for  $k_x$  evaluation is obtained on the basis of  $Q_1-Q_2$  under expression (3):

$$k_x = \frac{Q_2 - Q_1}{2 \left( \frac{L_2}{m_2 + 1} \sqrt{h_2} - \frac{L_1}{m_1 + 1} \sqrt{h_1} \right)} \left[ \frac{m^3 / s}{m \sqrt{N / m^2}} \right] \quad (7)$$

or via integration in boundaries  $\Delta L$  (fig. 3) when  $m=1$  (linear approximation):

$$k_x = \frac{3(Q_2 - Q_1)(h_2 - h_1)}{2 \Delta L (\sqrt{h_2^3} - \sqrt{h_1^3})} \quad (8)$$

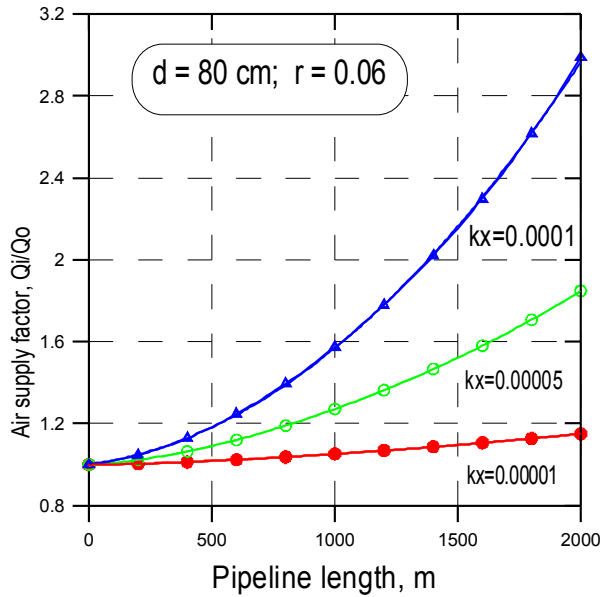


Figure 4a. Air supply factor ( $d=80$  cm)

◀	$P = 1.00247 + 0.000151X + 4.1491E - 7X^2$
○	$P = 0.9922 + 0.0001278X + 1.5005E - 7X^2$
●	$P = 0.9974 + 3.1876E - 5X + 2.2565E - 7X^2$
$d = 100$ cm; $r = 0.02$	
◀	$P = 0.99241 + 0.000139X + 1.82596E - 7X^2$
○	$P = 0.99376 + 8.40209E - 5X + 7.47475E - 8X^2$
●	$P = 0.9984 + 1.875895E - 5X + 1.260837E - 8X^2$

For the same purpose can serve expression (4). English equivalent of  $k_x$  is  $L_c = k_x 100 \sqrt{1000}$ .

Above described measurements and calculations can be used to obtain real values for  $k_x$  and resistance  $R_p$ , reflecting pipe diameter, i.e. filtration surface  $F = \ell p d$  and aero dynamical leakage conditions. When filtration intensity in equal by length sectors ( $\ell_{p_1} = \ell_{p_2}$ ) with different diameters ( $d_1 \neq d_2$ ) is equal ( $FILQ_1 = FILQ_2$ ), the following expressions are obtained:

$d_1 \neq d_2$ ) is equal ( $FILQ_1 = FILQ_2$ ), the following expressions are obtained:

$$k_{x1} d_1 = k_{x2} d_2 \text{ or } \frac{R_{p1}}{d_1^2} = \frac{R_{p2}}{d_2^2} \quad (9)$$

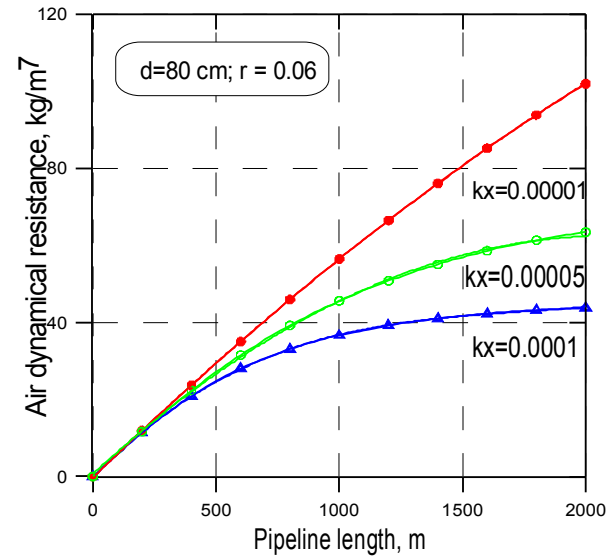


Figure 4b. Pipeline resistance ( $d=80$  cm)

◀	$P = 0.26634 + 0.06223X + 5.51496E - 6X^2$
○	$P = 0.680196 + 0.05889X + 1.40185E - 5X^2$
●	$P = 0.24751 + 0.06559X + 3.5308E - 5X^2 + 6.8006E - 9X^3$
$d = 100$ cm; $r = 0.02$	
◀	$P = 0.068201 + 0.02052X - 1.15546E - 6X^2$
○	$P = 0.680196 + 0.05889X + 1.40185E - 5X^2$
●	$P = 0.1336 + 0.02195X - 8.34636E - 6X^2 + 1.17097E - 9X^3$

These are criteria for equal pipeline tightness degree with different diameters. Following indexes can be written:  $K_d = k_x d$  or  $Z_d = L_c d$  and  $R_d = R_p / d^2$ , in order to compare pipelines in regard to tightness.

Table 2 presents classification based on Vutukuri V.S. (1983) of un-tight pipelines for different diameters but equal tightness conditions  $k_x$  and  $R_p$  for  $\ell_p = 100$  m.

Table 2. Comparison of tightness factors

d	kx	Rp	Kd	Ld	Rd	tightness
0.25	0.0002	2500	0.00005	0.158114	40000	Very good
0.50	0.0002	2500	0.0001	0.316228	10000	Good
0.75	0.0002	2500	0.00015	0.474342	4444.4	Average
1.00	0.0002	2500	0.0002	0.632456	2500.0	Poor
2.00	0.0002	2500	0.0004	1.264912	625.0	Very bad
5.00	0.0002	2500	0.001	3.162280	100.0	

Tight factors of E. Simode (1976) and Pawinski (1979) are for coefficient  $k_x$  and refer to equal pipeline diameters.

#### SPECIFIC CHARACTERISTICS OF UN-TIGHT PIPELINES

Main purpose in design process of pipeline ventilation systems is to achieve advisable air flows and pressure

distribution for variety of facilities and boundary conditions such as: length of pipeline (L), length of sectors ( $\Delta L$ ) and composition tubes ( $\ell_f$ ); diameters and resistances ( $d, r$ ); degree of tightness ( $k_x, k_f$ ); number, location ( $i$ ) and fans' pressure characteristics ( $h_F-Q_F$ ), different  $Q_0$  etc. Calculations are conducted for each subset of data by utilization of distribution functions  $Q_i$  and  $h_i$  or  $Qx$  and  $hx$ , obtained either under (1) or (2).

Such repeatable calculations can be avoided by application of specific characteristics for the pipeline  $Rx$  and  $Px$ , which depend only on its length ( $x$ ), friction ( $r$ ) and filtration ( $R_f$  or  $R_p$ ) factors:

$$R_x = \frac{h_x}{Q_x^2} = R(x, r, k) \quad (10)$$

$$P_x = \frac{Q_x}{Q_0} = p(x, r, k) \quad (11)$$

Functions (10) and (11) are developed once by solution of (1) or (2) for arbitrary L and  $Q_0$  (for instance  $L=2000$  m  $Q_0=1$  m<sup>3</sup>/s). They are permanent characteristic (passport) for the taken pipeline ( $r, kx$  or  $kf$ ). Catalogue of  $R-P$  passports and corresponding  $h_F(Q_F)$  fan characteristics give sufficient information for engineering calculations in un-tight ventilation systems. Table 3 presents R-P passports for two widely used pipelines with three degrees of tightness. Figures 4a and 4b show in graphical way resistance and air supply coefficients for  $d=80$  cm and  $r=0.06$ . Polynomials, approximating these characteristics for the two pipelines with three types of tightness are shown under the graph.

Table 3. P-R passports for two pipelines with different degrees of tightness

x	D = 80 cm; r = 0.06						D = 100 cm; r = 0.02					
	kx=0.00001		kx=0.00005		kx=0.0001		kx=0.00001		kx=0.00005		kx=0.0001	
	P	R	P	R	P	R	P	R	P	R	P	R
0	1.00	0.00	1.00	0.00	1.00	0.00	1.00	0.00	1.00	0.00	1.00	0.00
200	1.00	11.93	1.02	11.67	1.05	11.35	1.00	3.99	1.01	3.94	1.03	3.87
400	1.01	23.65	1.06	22.33	1.13	20.89	1.01	7.93	1.04	7.67	1.07	7.37
600	1.02	35.01	1.12	31.54	1.25	28.05	1.01	11.81	1.07	11.10	1.14	10.32
800	1.04	45.96	1.19	39.24	1.40	33.13	1.02	15.60	1.11	14.18	1.22	12.72
1000	1.05	56.47	1.27	45.58	1.57	36.68	1.03	19.30	1.15	16.93	1.32	14.65
1200	1.07	66.51	1.36	50.80	1.78	39.20	1.04	22.91	1.20	19.36	1.42	16.19
1400	1.09	76.11	1.47	55.10	2.02	41.03	1.05	26.42	1.26	21.51	1.55	17.43
1600	1.11	85.23	1.58	58.59	2.30	42.34	1.06	29.83	1.32	23.40	1.68	18.42
1800	1.13	93.88	1.71	61.37	2.62	43.23	1.07	33.13	1.39	25.04	1.83	19.18
2000	1.15	101.97	1.85	63.44	2.99	43.70	1.09	36.30	1.46	26.41	2.00	19.73

**One fan in pipeline**

Pipeline and fan are set by their specific characteristics  $R - P$  and  $h_F(Q_F)$ . Calculations are performed for the whole pipeline length, divided into separate sectors  $\Delta L$  (fig. 6), thus defining junctions  $i$  – fans' location and place of intermediate calculations. To each of such junction are tied down sector's growths of  $\Delta R_{ix}$  and  $\Delta P_i$  along the axes  $x$  и  $\ell$ .

When fan is installed at the beginning ( $x = 0; \ell = L$ ) of transit flow (fig. 5), it operated in compressed regime along the whole pipeline length. On the contrary, when it is installed at the end of pipeline ( $x = L; \ell = 0$ ), its action is forced. Air current parameters in both cases are equal, but with opposite meaning. Air resistance overcome equals to  $R_L$ , filtration is one directional ( $+FILQ_x$  or  $-FILQ_\ell$ ) and maximal, no re-circulation is presented ( $RECCQ = 0$ ). Водеща цел на проекта е да осигури достатъчно Project's main goal is to ensure required air volume for the ventilated object  $Q_0$ , pre-defined or calculated in advance on limiting factors.

Aero-dynamical calculations for such system are performed in two ways:

- under required  $Q_0$  work regime of fan is evaluated by the following expressions:
- 

$$Q_F = Q_L = Q_0 P_\ell \text{ и } h_F = h_L = R_\ell Q_0^2 \quad (12)$$

- fan or fan aggregate is selected  $h_F(Q_F)$  and its resulting regime under  $R_L$  and air volumes distribution are then evaluated by the system of equations:

$$h_F(Q_F) \text{ и } h_L = R_L Q_L^2 \quad (13)$$

$$Q_0 = Q_L / P_L ; Q_i = Q_0 P_i ; h_i = R_i Q_i^2 \quad (14)$$

In case obtained value of  $Q_0$  is unacceptable, solution is repeated with other fan or pipeline.

In case fan is located along the transit current (fig. 5), two pressure zones are formed in the pipeline: forced by  $x$  and compressed by  $\ell$  with corresponding filtration ( $+FILQ_x$  and  $-FILQ_\ell$ ) and re-circulation ( $RECCQ_{ix}$ ). Aero-dynamical pipeline resistance is divided into two independent branches  $R_{ix}$  and  $R_{i\ell}$ , where:

$$R_i = R_{ix} + R_{i\ell} ; h_i = R_i Q_i^2 \quad (15)$$

Fan work regime ( $h_i, Q_i$ ) is evaluated under (15), while pressure and air volumes distribution – on the expressions written below:

$$Q_{0x} = Q_i / P_{ix} , h_{ix} = R_{ix} Q_{ix}^2 \quad (16)$$

$$Q_{0\ell} = Q_i / P_{i\ell} , h_{i\ell} = R_{i\ell} Q_{i\ell}^2 \quad (17)$$

The above described calculations are repeated for the selected  $R - P$  pipeline for  $L = L_{max}$  and for  $L < L_{max}$ . In this way need for one or more fans for pipeline installation construction and maintenance is estimated. Calculations might be repeated with other input data in case results doesn't satisfy either by technological or by economical reasons.

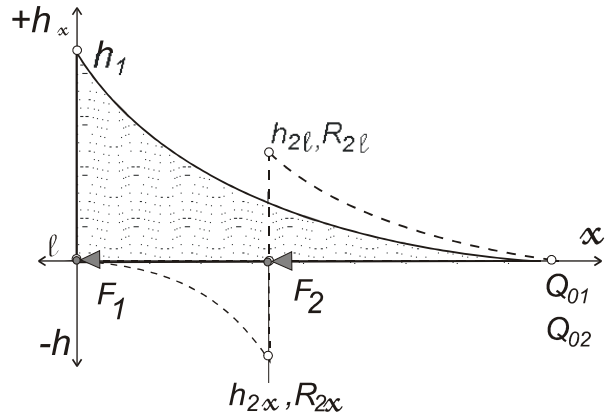


Figure 5. Fan in the beginning of pipeline

**Two and more fans in the pipeline**

Normally one of the fans is installed at one end of the pipeline – compressed along  $x$  or forced along  $\ell$  (fig. 6). The rest of them are located along the air current. Their interaction is evaluated by summing up their individual functions  $h_{ix}$  and  $h_{i\ell}$  for each pipeline junction:

$$\bar{h}_i = \sum h_{i\ell} - \sum h_{ix} \quad (18)$$

and by re-calculation of resulting air flow:

$$\bar{Q}_i = \sqrt{\bar{h}_i / R_i} \quad (19)$$

Resulting values  $\bar{h}_i$  and  $\bar{Q}_i$  describe pressure and air volumes variation along the transit flow direction (fig. 6). Function  $\bar{h}_i$  forms behind each fan junction with one of the following pressure:

- N – null ( $\bar{h}_i = 0$ );
- K – compressed ( $\bar{h}_i > 0$ );
- D – depressed ( $\bar{h}_i < 0$ );

Function  $\bar{Q}_i$  describes continuity of transit air current – descending by  $x$  and ascending by  $\ell$ .

Between two adjacent junctions N-N zone is formed, where pressure loss is restored only by fan located within. Zone N-N parameters result from individual regime of this fan ( $R_i, P_i, h_i, Q_i$ ).

Compression in junction K defines the degree of sequential aggregating of interacting fans. Increase in the distance



between them lead to appearance of junction N and then to D. Decrease in distance between fans lead to increase of compression to 100% (fans operate in one junction consecutively).

Depression sector N-D causes re-circulation in the pipeline, which should be avoided by default. It can be reduced and overcome by decreasing of distance between interacting fans.

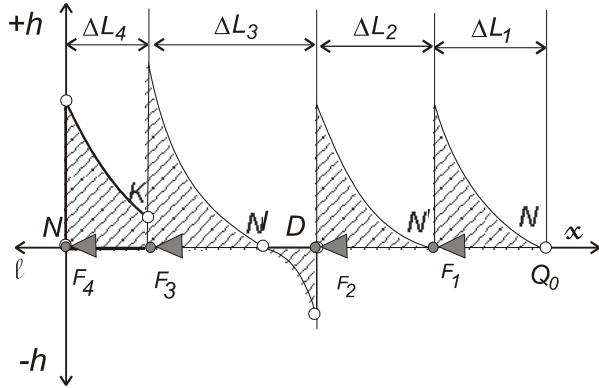


Figure 6. Two and more fans

Desired operation of given (available) fans is searched through variant calculations in order to find the best distance between fans.

Ventilation system without re-circulation is achieved assuming N-N scheme under required  $Q_0$  (fig. 6) by the following procedure:

- Maximal pipeline length  $L$  is divided into sectors  $\Delta L_i$ . Under required at the end of transit flow value  $Q_0$  functions  $h_i$  and  $Q_i$  are evaluated either by  $P_i, R_i$  passport or under solution of (2).
- Selection of Fan №1 (of fan aggregate composed from smaller fans) is performed for the first N-N zone, which include several sectors. Thus selected fans should satisfied sectors' characteristics  $h_i; Q_i$  for each pipeline lengthen. This could be achieved by increase of motor rotation or change of fans' blades angle.
- In the same way next fans (aggregates) №2, №3 etc. are selected for the following zones with required air quantity  $Q_0$ , equals to fan operation efficiency in the preceeding zone ( $Q_{02} = Q_1, Q_{03} = Q_2$ ) etc.
- Project N-N should be achieved with 5-10% increase of calculated fan pressure for fans №2, №3 etc., which ensures reserves for avoiding re-circulation sectors. presents numerical solution for 2000 m pipeline, composed from two consecutive sectors with characteristics written below:

$$\Delta L_1 = 1000; d_1 = 80; r = 0.060; k_x = 0.0001$$

$$\Delta L_2 = 1000; d_2 = 100; r = 0.020; k_x = 0.0001$$

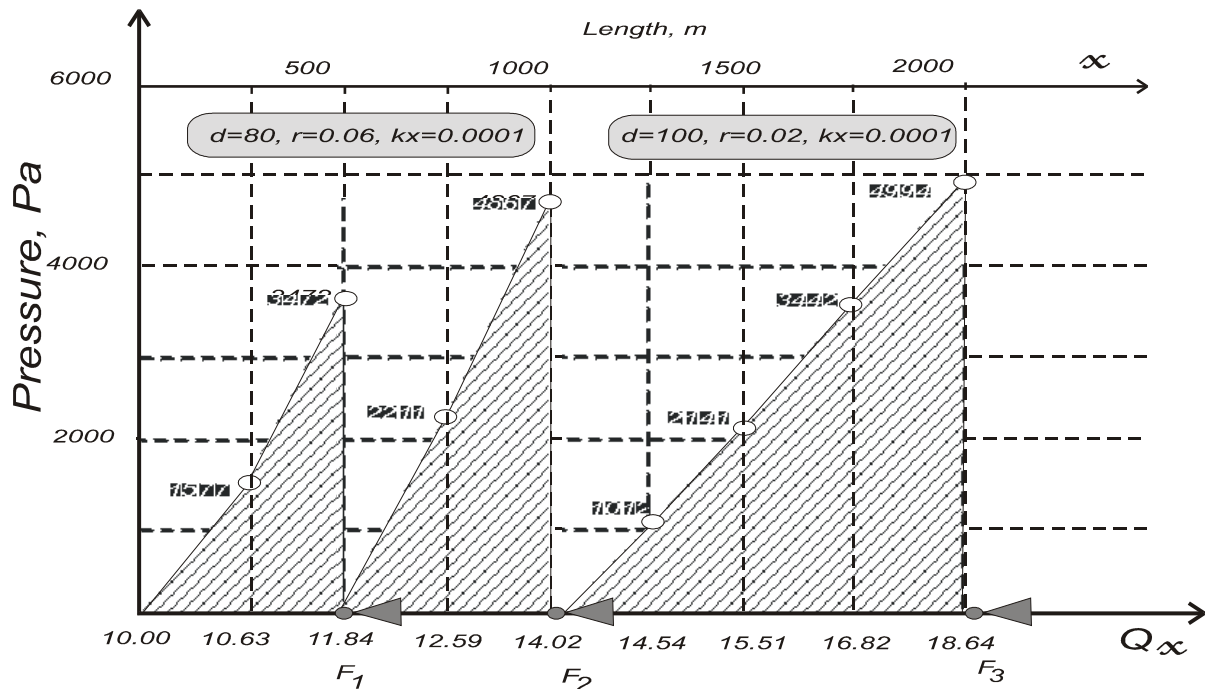


Figure 7. Numerical solution for 200 m pipeline

Final stage of designed forced ventilation system is shown on the figure. Fans selected are one type with possible changing of their blades' angel:

$$(F_1, \beta = 15^\circ; F_2, \beta = 25^\circ; F_3, \beta = 30^\circ).$$

Intermediate stages (regimes) after each pipeline lengthen are shown at each  $\Delta L = 250 m$ . Total theoretical fans' power equals to 202,36 kW.

## CONCLUSION

Comparative calculations for typical un-tight pipelines are performed based on known solutions and approaches. They give ground for the following conclusions and achievements:

- Computer program calculating distribution functions  $h_x$  and  $Q_x$  is developed. It reflects algorithm based on consecutive polynomial approximation and integration of (2);
- By utilization of the above described program passports  $R - P$  for two types of pipelines with characteristic parameters are created and presented in graphical and numerical way;
- Numerical algorithm for "un-tight pipeline – fans" ventilation system design is presented which allows to optimize types and fans location.

## REFERENCES

- Pawinski J., J.Roszkowski, J.Strzeminski, 1979. Przewietrzanie kopaln. Wyd. "Slask", Katowice (polish text).
- Gillies A.D.S., H.W.Wu, 1999. A Comparison of Air Leakage Prediction Techniques for Auxiliary Ventilation Ducting Systems. 8<sup>th</sup> U.S. Mine Ventilation Symposium. Rolla, Missouri.
- Vutukuri V.S., 1983. Air Leakage in Ventilation Ducting and the Design of Auxiliary Ventilation Systems. "The Mining Engineer", No. 262, July.
- Loisson R., J.Ulmo, 1950. Determination des caracteristiques des canalisations d'aerage secondaire. Rev. de L'Industrie Min..
- Browning E.J.1983. An Approximate Method for Auxiliary Ventilation Calculations. The Mining Engineer. Inst. Of Min. Eng., Doncaster.
- Voronin V.N., 1956, Basis for mine aero-gas dynamics, .Publ House "Ugletehizdat"(Russian text).**
- Simode E., 1976. Ventilation secondaire, Industrie Minerale - Mine, Chapitre XV, 257-281
- Stefanov T.P., V.T. Tomov, Iv. Sv. Velchev, 1975. Analysis of ventilation networks using computers, Proc. 16<sup>th</sup> International Conference on Safety in Mine Research Institutes, Washington.
- Kertikov V., 1994, On methods for aerodynamical calculations of local systems with un-tight pipelines, v. 40, book 2, Sofia, p. 97- 102.
- Holdsmen J.F., Pritchard M.A., and Walton W.H., 1951, Fluid flow in ducts with a uniformly distributed leakage, British journal of applied physics, vol.2, p. 321-324.
- Robinson R., Wharton P.B., 1980, Auxillary ventilation systems – planning and application, Proc. CEC Inf. Symp. On methane, climate, ventilation in the coal mines of the European communities, Luxemburg, p. 476
- Vlasseva E., T.P. Stefanov, 2001, Complex evaluation of auxiliary ventilation system parameters, 9<sup>th</sup> Mine Ventilation Congress, Krakow, Poland, p

*Recommended for publication by Department of  
Mine ventilation and occupational safety, Faculty of Mining Technology*