

Siège social

3600, boul Casavant Ouest
Saint-Hyacinthe, Qc, J2S 8E3
Tel : (450) 773-1105
Fax : (450) 773-8461

Bureau de Québec

1665, boul Hamel edifice 2
Local 1.06 Québec, Qc, G1N 3Y7
Tel : (418) 643-8903
Fax : (418) 643-8350

Projet de recherche: Rapport final

Efficacité du système de collecte sous vide de l'eau d'érable (SYSVAC).

I : Évaluation des pertes de charge dans un tube collecteur destiné à amener le vide à un transvideur situé à une certaine distance de la pompe à vide.

Par: Gaston B. Allard, ing., agr.



La mise en exploitation d'érablières de grande taille entraîne obligatoirement des modifications dans la conception des systèmes de collecte et le design de ses composantes. Ainsi, la perte de charge due à l'écoulement de l'air dans les canalisations principales pouvait être négligée dans les premiers systèmes de collecte pour lesquels les collecteurs étaient relativement courts. Ces conditions tendent cependant à changer rapidement surtout avec la généralisation de l'utilisation des répartiteurs de vide. Ces dispositifs permettent l'optimisation du vide à l'entaille à de très grandes distances de la pompe à vide pour peu qu'on utilise un tube à air ayant les bonnes caractéristiques.

Ainsi, les pertes de charge mesurées pour des tubes ne transportant que de l'air ont permis de dériver une équation empirique qui illustre que la perte de charge est linéairement proportionnelle à la longueur du tube et augmente proportionnellement au carré du débit d'air. Elle est cependant particulièrement sensible au diamètre du tube puisqu'elle est inversement proportionnelle au diamètre porté à la puissance 4.2.



Introduction	1
Partie 1 : rappel de quelques éléments théoriques.....	1
Rendement d'un système de collecte en fonction du niveau de vide maintenu à l'entaille	1
Capacité d'une pompe à vide	2
Perte de charge dans un système sous vide	4
Partie 2 : Résultats expérimentaux	5
Dispositif expérimental	5
Analyse des résultats	8
Effet de la longueur du tube sur la perte de charge	8
Effet du diamètre du tube sur la perte de charge	9
Effet du dépit sur la perte de charge.....	9
Exemple d'un calcul utilisant la formule générale de perte de charge.....	10
Exemple de calcul utilisant les valeurs de perte de charge calculées au tableau 4.....	11
Conclusion.....	12

Efficacité du système de collecte sous vide de l'eau d'érable (SYSVAC).

I : Évaluation des pertes de charge dans un tube collecteur destiné à amener le vide à un transvideur situé à une certaine distance de la pompe à vide.



Introduction

Il y a maintenant plus de quinze ans, une véritable révolution technologique est venue modifier profondément l'exploitation de l'érablière ; il s'agit, vous l'aurez deviné, de l'introduction du système de collecte sous-vide de l'eau d'érable

Bien sûr, les premiers travaux de recherche visant à évaluer le potentiel de cette technique furent réalisés dans des universités américaines. Une part importante des recherches d'application qui ont permis de la rendre opérationnelle ont été réalisées ici au Québec. C'est en effet dans les érablières expérimentales du Ministère de l'Agriculture, des Pêcheries et de l'Alimentation et sous l'impulsion d'un chercheur de l'université, M. Denis Désilets, qu'a pris forme le système de collecte sous vide de l'eau d'érable tel qu'on le retrouve aujourd'hui dans une majorité d'érablières.

En 1976, le Conseil des Productions Végétales du Québec (C.P.V.Q.) colligeait l'ensemble des résultats expérimentaux disponibles à l'époque et éditait le premier guide technique complet dans lequel on pouvait retrouver, en plus des principes généraux de fonctionnement du système, des normes d'installation ainsi que des méthodes de calcul permettant d'établir les caractéristiques techniques des composantes mécaniques du système.

Le monde acéricole évolue cependant au même rythme que l'ensemble de notre environnement technologique, c'est-à-dire rapidement. Dans ce contexte, il nous semble nécessaire d'entreprendre une mise à jour des concepts de fonctionnement ainsi que des règles de "design" des systèmes de collecte sous vide.

Les résultats qui vous sont présentés aujourd'hui devraient vous permettre d'évaluer la performance de l'élément mécanique qui constitue le cœur de votre système, soit la pompe à vide. En outre, il est possible que l'arrangement particulier du réseau de tubulure et des équipements de transfert vienne diminuer, voire même annuler complètement, les améliorations de rendement qui devaient résulter de l'addition d'une pompe à vide à un système de collecte. Nous vous suggérons surtout des méthodes pour évaluer la perte de charge (la perte de vacuum) dans les systèmes où le transvideur (ou réserve de vide) est installé loin de la pompe à vide, ainsi que quelques moyens simples vous permettant de corriger les défauts d'installation les plus fréquemment rencontrés.



Partie 1: rappel de quelques éléments théoriques

Rendement d'un système de collecte en fonction du niveau de vide maintenu à l'entaille

On doit tout d'abord rappeler que contrairement à une opinion encore largement répandue parmi les utilisateurs de ce mode de collecte, la pompe à vide d'un SYSVAC n'a pas pour fonction de forcer ou d'accélérer l'écoulement de l'eau d'érable dans les différents éléments du réseau de tubulure. C'est par un choix judicieux de l'emplacement des tubes collecteurs qui permet de maximiser l'effet de la pente du

terrain, par le respect des normes concernant le nombre d'entailles en fonction du diamètre des collecteurs, ainsi qu'en éliminant toute inversion dans la pente du tube collecteur qu'un producteur peut s'assurer de réduire au minimum le temps de séjour de l'eau d'érable dans le réseau de tubulure.

La seule fonction de la pompe à vide est de maintenir, et ce au niveau de l'entaille, un gradient de pression ou un vide partiel permettant de créer artificiellement des conditions propices à la coulée. Expérimentalement, on a démontré que le pourcentage d'augmentation de la coulée par rapport à un système dit "à gravité" était peu significatif pour des gradients inférieurs à 12 cm de Hg (5 po. Hg) alors qu'il s'accroissait rapidement jusqu'à un différentiel d'environ 38 cm Hg (15 po Hg). D'autre part, la quantité d'énergie qu'on doit ajouter au système pour maintenir des niveaux de vide supérieur est difficilement compensée par le gain marginal en terme de rendement. (Figure 1)

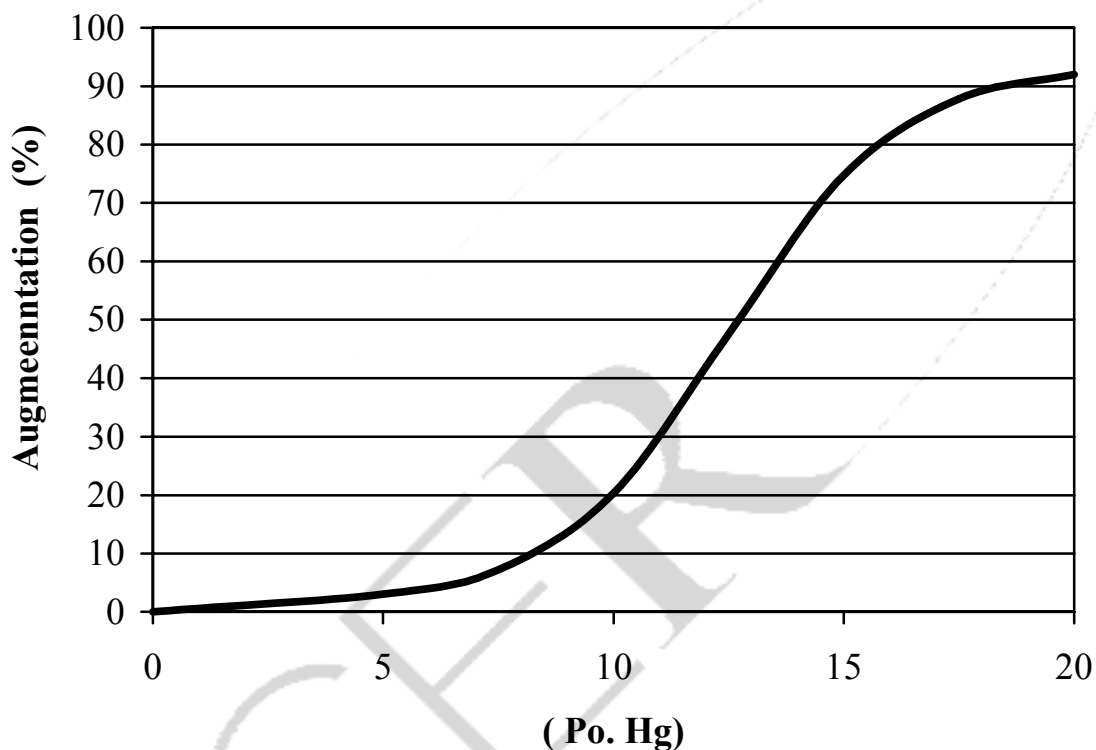


Figure 1: Augmentation du rendement en fonction du gradient de pression maintenu au niveau de l'entaille

Capacité d'une pompe à vide

Pour créer et ensuite, pour maintenir un niveau de vide donné dans un réseau de tubulure, la pompe à vide doit être capable d'évacuer l'air qui s'infiltré par les points de "fuite" du système (v.g. chalumeau mal assujéti à l'entaille, raccord de tubulure mal fait, perforation de la tubulure.). Cette capacité s'exprime en terme d'unités volumiques d'air évacuées par unité de temps et ce, pour un niveau de vide et à une température donnée.

Les pompes généralement utilisées dans nos érablières sont de même type que celles utilisées pour la traite des vaches et par conséquent leur capacité est exprimée en terme de pieds cubes d'air évacué à 36 cm Hg (15 po Ho). Si cette mesure est pertinente pour décrire la performance d'une pompe à vide lorsqu'elle est utilisée dans une salle de traite, elle amène souvent le producteur à surestimer la capacité de la même pompe lorsqu'elle est reliée à un réseau qui fonctionne à 50 c m Hg (20 po Ho).

Il faut en effet se rappeler que l'air est un fluide compressible, c'est-à-dire que la même masse d'air occupe un volume plus ou moins grand en fonction de la pression qui s'exerce sur cette masse. D'autre part, si on augmente sa température elle tendra à occuper un volume plus grand. Il s'agit en fait de l'application de l'une des lois fondamentales de la thermodynamique et qui peut s'illustrer plus facilement à l'aide de graphiques. (Figures 2a et 2b)

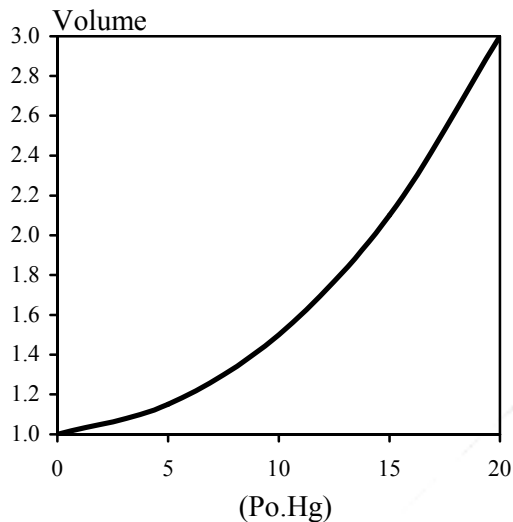


Figure 2a: Variation du volume en fonction de la pression

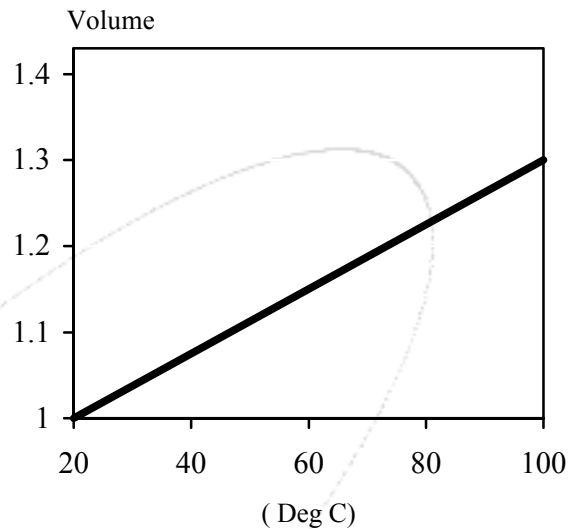


Figure 2b: Variation du volume en fonction de la température

La majorité des pompes à vide ont donc une capacité théorique constante qui est fonction de sa géométrie, de la vitesse de rotation, etc. Quel que soit le niveau de vide, elle évacue le même volume d'air par unité de temps. Par contre, les propriétés de l'air n'étant pas constantes en fonction du niveau de vide, la capacité d'une pompe à évacuer de l'air à pression normale, c'est-à-dire à la pression à laquelle elle s'infiltré dans notre système de collecte, est inversement proportionnel au niveau de vide. La même fuite aura donc un effet beaucoup plus grand sur un système maintenu à 63 c m Hg (25 po Hg) que sur celui maintenu à 25 cm Hg (10 po Hg) tel qu'illustré à la Figure 3

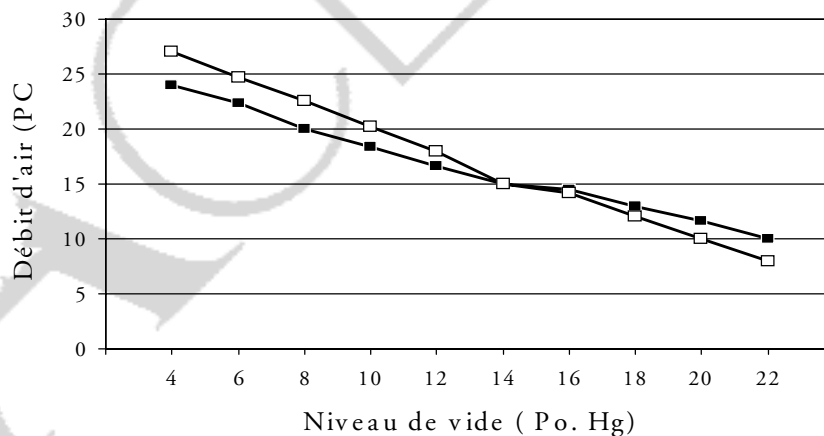


Figure 3: Variation du débit d'air (pression normale en fonction du vide à la pompe.

NOTE : Pour fins de la démonstration, on fait l'approximation que l'air obéit aux équations qui s'appliquent aux gaz parfaits.

Perte de charge dans un système sous vide.

Lorsqu'on mesure la pression en deux points d'un système dans lequel un fluide quelconque circule sous l'effet d'un gradient de pression, on notera invariablement une différence de pression qui est définie comme étant la perte de charge.

Cette perte de charge résulte d'une part, de la modification des propriétés physiques du fluide (viscosité, volume spécifique surtout s'il s'agit d'un fluide compressible comme l'air et d'autre part, de la dissipation d'énergie due à la friction du fluide sur les parois du système.

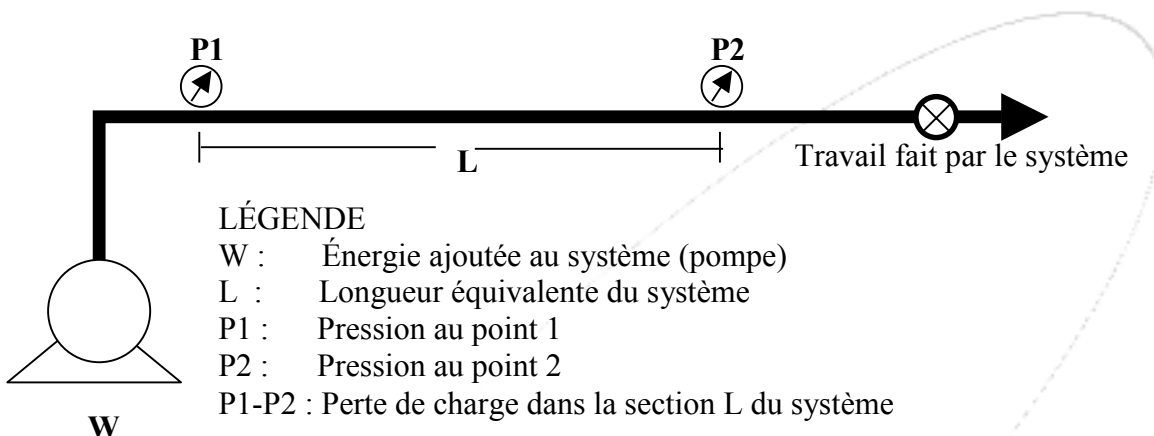


Figure 4: Illustration du concept de “PERTE DE CHARGE”

L'énergie utilisée par le système pour compenser la petite perte de charge représente probablement la variable la plus importante dans le calcul de tout système à fort débit. Pour en apprécier l'importance, il existe une littérature scientifique abondante pour assister l'ingénieur dans la conception d'un système dont la géométrie et les composantes lui sont connues. Dans le cas des systèmes de collecte sous vide de l'eau d'érable, aucun des modèles théoriques étudiés dans le cadre de ce travail ne permet de prédire correctement l'importance des pertes de charge, étant donné la très grande variabilité des systèmes utilisés ainsi que la complexité de leur géométrie.

J'ai donc tenté de développer une relation, de type empirique, qui par la suite, a été validée par une expérimentation au cours de laquelle nous nous sommes efforcés de reproduire des conditions analogues à celles d'un SYSVAC.

Notre discussion se limitera aujourd'hui aux pertes de charge mesurées dans un tube collecteur utilisé pour amener le vide à un transvideur (ou à un plénum) situé à une certaine distance de la pompe à vide. Il s'agit d'une situation relativement courante et pour laquelle on peut noter d'importantes erreurs de conception qui pénalisent lourdement le fonctionnement de tout le système.

Intuitivement, on conçoit facilement que la perte de charge devrait être proportionnelle à :

- la rugosité de la paroi interne des tubes qu'on définit par un facteur de friction (F)
- le nombre de coudes, de valves, de restrictions de toute nature qui font obstacle au passage de l'air et qu'on exprime en longueur équivalente (LE)
- la longueur du tube (LT: pour simplifier. On utilisera le sigle L qui est égal à LT+LE) :
- la vitesse d'écoulement dans le tube (V); plus la vitesse est élevée, plus la friction (donc la perte d'énergie) est grande.

On obtient ainsi une équation du type:

$$(P1 - P2) = F L.V \quad \text{équ. 1}$$

Le facteur de friction pour un tube fait de matière plastique (corlon) est connu. Par ailleurs, la vitesse d'écoulement (V) est difficilement mesurable. On peut cependant lui substituer un terme qui lui est équivalent et qu'on exprime comme étant :

$$V = \frac{\text{DEBIT (calculé pression normale)}}{\text{SECTION DU TUBE}}$$

ou encore:

$$V = \frac{Q}{\frac{(\pi D^2)}{4}} \quad \text{équ. 2}$$

En substituant les termes par leur équivalent en regroupant ceux qui sont constants. L'équation 1 devient :

$$(P1-P2) = K \times \frac{(L^a) \times (Q^b) \times (D^c)}{\text{fonction (P1 et P1-P2)}} \quad \text{équ. 3}$$

dans laquelle :

P1 : pression absolue à la pompe (cm Hg)

P2 : pression absolue au transvideur (cm Hg).

L : longueur du collecteur (mètres)

B : débit de la pompe ramené à la pression normale de 76 cm Hg et exprimé en litres par sec.

D : diamètre du tube (cm)

K, a, b, c : constantes déterminées par expérimentation

note: la pression absolue est égale à la pression normale (76 cm Hg) moins la pression lue sur un manomètre

Finalement la compilation des résultats expérimentaux nous a permis d'évaluer les termes constants pour lesquels on obtenait la meilleure corrélation entre la perte de charge mesurée sur le terrain et celle calculée à l'aide de la formule générale (équation 4).

$$(P1 - P2) = 16.32 \times \frac{L \times (Q^2) \times (D^{-4.2})}{(2 \times P1) + (P1 - P2)} \quad \text{équ. 4}$$



Partie 2 : Résultats expérimentaux

Dispositif expérimental

Trois tubes de diamètres différents (diamètre nominal en mesure impériale de 1, 1.25 et 1.5 po) sont installés dans des conditions identiques à celles qu'on pourrait retrouver si on voulait amener le vide à un transvideur situé à 303 mètres (1000 pieds) de la pompe à vide.

Un dispositif situé en amont du transvideur nous permet de mesurer, à pression normale, le volume d'air admis dans le système alors qu'un manomètre au mercure nous indique la pression (P2) maintenue au transvideur.

Le volume d'air qui passe dans chaque tube est contrôlé par une valve de façon à maintenir le vide à la pompe (P1) au niveau désiré pour chaque essai. Étant donné que l'expérience se déroule sur plusieurs semaines, on note également la température dans les différentes parties du système afin d'apporter les corrections qui s'imposent pour tenir compte des variations importantes de la température de l'air ambiant.

Deux pompes à vide sont successivement utilisées pour faire le vide dans le système. La première est de marque UNIVERSAL MILKING MACHINE modèle 306023 équipée d'un moteur de 3 HP et tournant à 380 tours par minute. Selon sa fiche technique, cette pompe peut débiter 13 litres/sec à 8.3 cm Hg (27.7 PCM d'air à 15 Po Hg). Au moment des essais, son efficacité était encore à plus de 97 % après plusieurs années d'opération à l'érablière expérimentale. La seconde pompe est de marque SIHI, modèle 3408, équipée d'un moteur de 5 HP et qui débitait au moment des essais 25 litres/sec à 38 cm de Hg (53 PCM 15 po Hg).

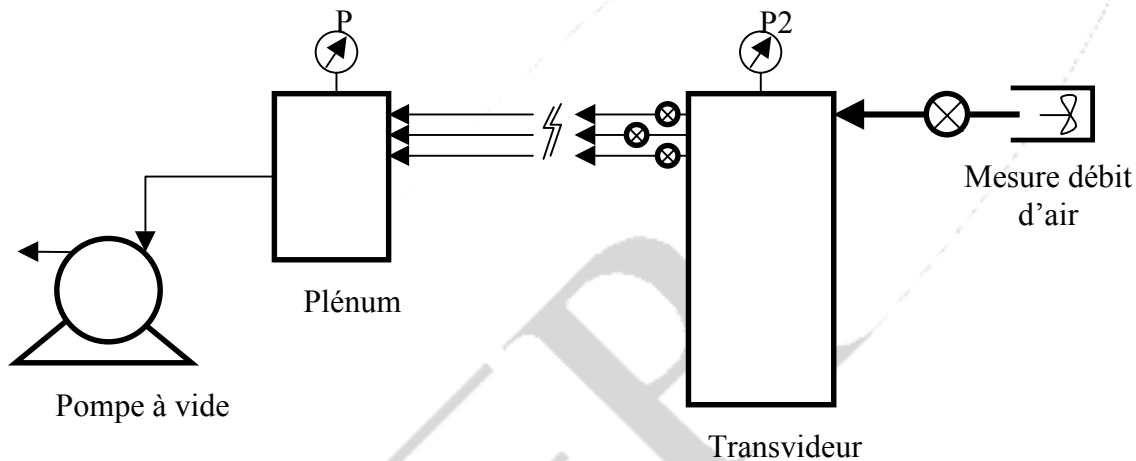


Figure 5: Dispositif expérimental.

La figure 5 illustre l'arrangement des différents résultats du dispositif expérimental alors qu'un sommaire des résultats obtenus lors des essais apparaît au tableau 1 et 2. Bien que les mesures et les calculs aient été effectués en utilisant le système de mesure métrique, les résultats sont présentés ici en utilisant le système impérial afin d'en faciliter la compréhension et l'analyse.

Tableau 1
 Pertes de charge mesurées et calculées lors des essais avec 1a. pompe UNIVERSAL 3 HP

P1	Q	D	L=250 PI.		L=500 PI.		L=750 PI.		L=1000 PI.		
			Vide (Po. Hg)	Débit (PCM)	D.I. (Po)	DP mes. (Po. Hg)	DP cal. (Po. Hg)	DP mes. (Po. Hg)	DP cal. (Po. Hg)	DP mes. (Po. Hg)	DP cal. (Po. Hg)
8	21.7	1	8.0	8.1	-	-	-	-	-	-	-
		1.25	2.4	2.8	5.0	5.3	7.0	7.5	-	-	-
		1.5	1.2	1.5	2.2	2.7	3.2	3.8	4.1	4.8	-
10	19.2	1	7.1	7.1	-	-	-	-	-	-	-
		1.25	2.2	2.4	4.4	4.7	6.3	6.6	7.6	8.0	-
		1.5	1.1	1.3	2.2	2.4	3.0	3.4	3.5	4.1	-
12	16.9	1	6.4	6.2	12	10.8	-	-	-	-	-
		1.25	2.0	2.1	4.0	4.1	5.6	5.7	6.7	7.0	-
		1.5	0.9	1.0	1.8	2.1	2.6	2.7	3.1	3.5	-
14	14.4	1	5.8	5.1	10.1	8.4	14	12.2	-	-	-
		1.25	1.6	1.7	3.4	3.4	4.9	4.7	5.8	5.7	-
		1.5	0.9	0.9	1.3	1.7	2.3	2.4	2.6	2.9	-
15	13.0	1	5.0	4.5	9.2	7.3	12.5	10.6	15	13.4	-
		1.25	1.4	1.5	2.9	2.9	4.5	4.5	5.1	5.1	-
		1.5	0.6	0.8	1.1	1.4	2.0	2.1	2.6	2.5	-
16	11.9	1	4.7	4.1	8.4	6.4	11.3	9.4	14.3	12.6	-
		1.25	1.3	1.4	2.6	2.7	4.0	3.7	4.8	4.8	-
		1.5	0.4	0.7	1.0	1.3	2.2	1.9	2.2	2.2	-
18	9.6	1	3.8	3.0	6.8	4.7	9.3	7.3	11.2	9.0	-
		1.25	1.2	1.1	2.2	2.0	3.4	3.1	4.1	3.7	-
		1.5	0.4	0.5	0.8	1.0	1.5	1.4	1.8	1.8	-
20	7.2	1	2.7	2.0	4.8	3.1	7.6	5.7	8.7	6.5	-
		1.25	0.7	0.7	1.5	1.4	2.6	2.0	2.9	2.3	-
		1.5	0.3	0.4	0.4	0.7	1.2	1.0	1.1	1.0	-

Tableau 2
Pertes de charge mesurées et calculées lors des essais avec 1a. pompe SIHI 5 HP.

P1	Q	D	L=250 PI.		L=500 PI.		L=750 PI.		L=1000 PI.	
			DP mes.	DP cal.	DP mes.	DP cal.	DP mes.	DP cal.	DP mes.	DP cal.
(Po. Hg)	(PCM)	(Po)	(Po. Hg)	(Po. Hg)	(Po. Hg)	(Po. Hg)	(Po. Hg)	(Po. Hg)	(Po. Hg)	(Po. Hg)
8	38.84	1	-	-	-	-	-	-	-	-
		1.25	7.25	7.97	-	-	-	-	-	-
		1.5	3.63	4.34	6.70	7.69	-	-	-	-
10	34.63	1	-	-	-	-	-	-	-	-
		1.25	6.54	7.17	-	-	-	-	-	-
		1.5	3.19	3.80	5.98	6.87	8.31	9.40	-	-
12	30.50	1	-	-	-	-	-	-	-	-
		1.25	5.86	6.20	10.66	11.07	-	-	-	-
		1.5	2.91	3.29	5.43	6.08	7.51	8.18	9.32	10.70
14	27.51	1	-	-	-	-	-	-	-	-
		1.25	5.81	5.60	9.63	11.73	12.90	12.99	-	-
		1.5	2.58	2.88	4.83	5.30	6.95	7.39	8.17	9.24
15	25.76	1	14.17	13.57	-	-	-	-	-	-
		1.25	5.04	5.21	9.09	10.13	12.28	12.18	15.05	15.69
		1.5	2.52	2.78	4.65	5.09	6.42	6.79	7.83	8.89
16	23.97	1	13.36	12.74	-	-	-	-	-	-
		1.25	4.78	4.87	8.68	9.41	11.83	11.53	14.03	14.61
		1.5	2.34	2.57	4.31	4.64	5.92	6.2	7.42	8.23
18	20.60	1	11.70	10.77	-	-	-	-	-	-
		1.25	4.18	4.06	7.72	9.28	10.20	9.73	12.25	12.40
		1.5	2.13	2.23	3.75	3.85	5.48	5.34	6.58	6.90
20	16.50	1	9.57	8.31	15.79	13.00	20.00	17.37	-	-
		1.25	3.39	3.19	6.10	8.07	8.35	7.54	10.31	10.06
		1.5	1.69	1.71	2.83	2.99	4.41	4.17	5.63	5.60

Analyse des résultats

L'analyse des résultats compilés aux tableaux 1 et 2 indique une excellente concordance entre la perte de charge mesurée lors des essais et celle calculée à l'aide de l'équation 4. La difficulté d'évaluer de façon précise le débit d'air qui circule dans le système est en bonne part responsable des écarts notés.

Effet de la longueur du tube sur la perte de charge

Etant donné que la variable qui représente la longueur du tube (L) est à la puissance un (1) dans l'équation générale de perte de charge, on peut déduire que toute augmentation de la longueur du tube collecteur amènera une augmentation proportionnelle de la perte de charge. Ainsi, pour un même système, si on double la longueur du collecteur, on doublera également la perte de charge.

Il faut cependant noter que les tubes qui étaient utilisés lors des essais étaient presque rectilignes et ne portaient aucune valve ou autres raccords faisant obstacle au passage de l'air. Pour que la formule s'applique correctement, on doit donc ajouter à la longueur réelle du tube environ 3 mètres pour chaque valve ou raccord qui sont situés entre le régulateur de la pompe à vide et le transvideur.

D'autre part, puisque nos essais ont porté sur des longueurs maximales de 300 mètres, l'utilisation de cette formule pour des longueurs supérieures à 600 mètres deviendrait une extrapolation risquée. La perte de charge calculée dans ces conditions représenterait une approximation et devrait être vérifiée sur le terrain.

Effet du diamètre du tube sur la perte de charge

Le diamètre du tube affecte la surface nette d'écoulement et par conséquent, la vitesse de l'air qui circule dans le système. Puisque la variable qui représente le diamètre du tube (D) dans l'équation 4 est à la puissance -4.2, on voit immédiatement que la réduction du diamètre ne provoquera pas (comme c'était le cas pour une augmentation de longueur) une augmentation proportionnelle de perte de charge mais plutôt une augmentation de type exponentielle. Ainsi, si pour un même système on utilisait un tube de diamètre deux (2) fois plus petit, on obtiendrait une perte de charge 18 fois plus importante.

À noter que dans ce genre d'application, on doit utiliser le diamètre intérieur du tube et non son diamètre nominal. Tous les calculs effectués dans ce rapport utilisent les valeurs de diamètre indiquées au tableau 2. Si vous utilisiez un tube à parois plus minces les valeurs calculées aux tableaux 1, 2 et 4 surestimerait l'importance des pertes de charge dans votre système.

Tableau 5
Diamètre des tubes collecteurs utilisés lors des essais de perte de charge.

Diamètre nominal		Diamètre intérieur	
(po.)	(mm)	(po)	(mm)
1	25	1.01	25.6
1.25	32	1.33	33.3
1.50	38	1.55	39.4

Effet du débit sur la perte de charge.

Le volume d'air qui circule dans le tube collecteur est fonction de l'étanchéité du système; plus le système est étanche, plus le vide à la pompe sera élevé et, ce qui est peut-être le plus important, plus la perte de charge dans le tube sera faible. Dans la formule générale, cette variable (Q) est élevée à la puissance deux (2), c'est-à-dire qu'un débit deux fois plus petit réduira par un facteur quatre (4) la perte de charge dans un même système.

On peut donc en déduire que s'il est important de maintenir le vide à la pompe le plus élevé possible (figure 1), ceci doit être réalisé avec la pompe de la plus faible puissance possible. Augmenter la puissance de cette pompe pour améliorer le vide dans un système comprenant le transport du vide vers un ou plusieurs transvideurs situés dans l'érablière devient par conséquent la plus mauvaise des solutions et voici pourquoi.

Supposons un système équipé d'une pompe UNIVERSAL de 3 HP et qui porte le vide à un transvideur situé à 300 mètres avec un tube de 32mm (1.25 po) . Supposons également que le vide à la pompe est à 38 cm de Hg (15 po Hg). Le débit d'air dans le système (le total des fuites) sera donc de l'ordre de 6 litres (13 PCM) à pression normale, et la perte de charge dans le collecteur sera de 12,7 cm Hg (5 po Hg). Dans ces conditions? On obtient un vide efficace de 25 cm Hg (10 po Hg) au niveau des entailles situées près du transvideur.

L'acériculteur, plutôt que corriger les fuites de son système, décide d'installer une pompe SIHI de 5 HP qui ramène le vide à la pompe à 50 cm Hg (20 po Hg). Si le régulateur de la pompe est fermé, le débit d'air qui "voyage" dans le système est alors de 7.8 litres/s (16.5 PCM) et la perte de charge est augmentée

à 25 cm Hg (10 po Hg). Les entailles situées près du transvideur sont encore à 25 cm Hg (10 po Hg) et l'investissement consenti n'amènera aucune amélioration du rendement.

Si notre acériculteur avait plutôt investi pour corriger trente pour cent (30%) des fuites de son système et avait remplacé son tube de 32 mm (1.25 po) par un tube de 38 mm (1.50 po) de diamètre, le débit d'air n'aurait plus été que de 4,3 litres/s (9 PCM) et le vide à sa "vieille" pompe de 3 HF serait de 46 cm Hg (18 po Hg).

De plus, et c'est le plus important, la perte de charge n'étant plus que de 5 cm Hg (2 po Hg) le vide au niveau des entailles serait maintenant de 40 cm Hg (16 po Hg). Cette situation lui permettrait de tirer pleinement avantage de son système de collecte sous-vide (figure 1) et rentabiliserait plus rapidement des investissements moindres au niveau des équipements.

Exemple d'un calcul utilisant la formule générale de perte de charge

De façon pratique, voyons à l'aide d'un exemple comment un producteur pourrait utiliser cette formule (équation 4) dont, j'en conviens volontiers, la forme peut vous paraître un peu rébarbative. Pour compliquer les choses encore davantage nous utiliserons le système impérial de mesures.

Supposons qu'il utilise une pompe à vide de marque DE LAVAL, modèle 76, tournant à 1250 tours par minute avec un moteur électrique de 3 HP. Il veut amener le vide à un transvideur situé à 960 pieds dans l'érablière et compte utiliser un tube de corlon de 1.25 po de diamètre pour ce faire. Quel sera le vide disponible au point de jonction de ses collecteurs dans l'érablière. c'est-à-dire au transvideur, lorsque le manomètre installé sur le réservoir de la pompe à vide indiquera 18 po Hg.

Étape 1: Calcul du débit de la pompe à 18 po. Hg pour de l'air mesuré à la pression normale.

La fiche technique de la pompe indique un débit de 34 PCM à 15 po Hg. En supposant que pour ce type de pompe, le déplacement volumique demeure à peu près constant en fonction du niveau de vide, le débit (V2) d'air à pression normale (P2) lorsque la pompe est à 18 po Hg (P1) devient :

$$P1 \times V1 = P2 \times V2$$

note: dans cette équation les pressions doivent être exprimées en pressions absolues;

$$P1 (\text{abs}) = 29.9 - 18 = 11.9 \text{ po Hg}$$

$$P2(\text{abs}) = 29.9 - 0 = 29.9 \text{ po Hg}$$

$$V2 = \frac{11.9 \times 34}{29.9} = 13.5 \text{ PCM}$$

soit en mesures métriques:

$$V2 = 13.5 \text{ PCM} \times \frac{0.4719 \text{ litres/s}}{\text{PCM}} = 6.4 \text{ litres /s}$$

Étape 2: Calcul de l'équation 4 avec une première approximation

Pour des conditions un peu similaires, le tableau 1 montre une perte de charge de l'ordre de 6 po de Hg. En substituant cette valeur dans le membre de droite de l'équation 4 et en uniformisant le système d'unité, on obtient :

$$(?) 15 \text{ cm Hg} = 16.32 \times \frac{210 \text{ m} \times (6.4 \times 2) \times (3.33 \text{ cm} \times -4.2)}{2 \times (76 - 45.7) + 15}$$

$$(P1 - P2) = 11.9 \text{ cm}$$

Étape 3: Reprendre le même calcul mais en utilisant cette fois la valeur de P1-P2 obtenue à l'étape précédente :

$$\begin{aligned} (?) 12 \text{ cm Hg} &= 16.32 \times \frac{210 \text{ m} \times (6.4 \times 2) \times (3.33 \text{ cm} \times -4.2)}{2 \times (76 - 45.7) + 12} \\ &= 12.4 \text{ cm Hg} \quad (4.8 \text{ po Hg}) \end{aligned}$$

Cette réponse peut être acceptée comme suffisamment rapprochée. Si on voulait plus de précision, il faudrait refaire l'étape 3.

NOTES: le débit utilisé dans le calcul de l'exemple précédent tient compte d'une pompe qui fonctionne à 100 % d'efficacité par rapport à sa fiche technique. Cette approximation ne tient pas compte de l'usure normale de la pompe à vide. Cependant, comme elle tend à surestimer légèrement le débit effectif, on ajoute ainsi un facteur de sécurité à nos calculs. En cas de doute, il serait prudent de faire vérifier le débit de la pompe à 15 po de Hg par un technicien faisant l'entretien des équipements laitiers et qui dispose de l'instrumentation nécessaire.

Exemple de calcul utilisant les valeurs de perte de charge calculées au tableau 4

Le système à évaluer se compose d'une pompe à vide de marque De LAVAL, modèle 76, tournant à 700 tours par minute avec un moteur électrique de 5 HP. On veut amener le vide à un transvideur situé à 264 mètres (865 pieds) avec un tube de 38 mm (1.50 po). Sur le collecteur y on retrouve une valve de contrôle près de la pompe à vide, une valve servant au lavage immédiatement avant le transvideur ainsi qu'un total de quatre coudes à 90 degrés.

Il suffit de déterminer la longueur équivalente du tube en ajoutant 3 mètres (10 pi) par raccords à la longueur réelle du collecteur. On obtient:

$$L = 264 + (5 \text{ raccords} \times 3 \text{ mètres}) = 280 \text{ m} \quad (915 \text{ pi})$$

Pour un débit de 52 PCM à 15 po Hg, le tableau 4 donne une perte de charge de 2.8 po. Hg par section de 250 pi pour un système maintenu à 15 po. Hg. La perte de charge calculée sera donc égale à :

$$(P1 - P2) = 2.8 \text{ po Hg} \times \frac{915 \text{ pi}}{250 \text{ pi}} = 10.2 \text{ po Hg}$$

NOTE : Pour utiliser le tableau 4, le diamètre des tubes utilisés doit être identique à ceux montrés au tableau 3. Pour des diamètres différents, on doit utiliser le calcul montré à la section : **Exemple d'un calcul utilisant la formule générale de perte de charge**



Conclusion

Bien que l'approche utilisée dans cet exposé peut paraître théorique à plusieurs d'entre vous, j'aime à croire que l'exercice demeure valable et susceptible d'éviter à plusieurs producteurs la désagréable expérience qui consiste à se rendre compte, après coup, que l'investissement qui a été effectué pour améliorer le rendement de son système se révèle inutile et même, contre-productif.

Une telle approche a certainement le mérite de forcer chaque utilisateur d'un SYSVAC à repenser les principes et les concepts théoriques qui sous-tendent le fonctionnement d'un tel système et peut-être, à réviser certains éléments de sa régie. Si l'exposé d'aujourd'hui n'avait atteint que cet objectif, il n'aurait pas été vain.

En guise de conclusion générale, vous pourriez retenir uniquement qu'il importe de prendre tous les moyens pour diminuer le plus possible les fuites qui sont susceptibles de se produire sur un système de collecte sous vide. Je vous invite donc à relire les documents qui traitent de la régie et de l'entretien d'un SYSVAC et surtout ceux se rapportant à l'entaillage. Vous seriez étonnés du nombre de problèmes qu'un acériculteur pourrait s'éviter en utilisant de bons outils, en procédant à un entaillage attentif et en faisant une inspection régulière de son système.

Nous poursuivons de notre côté le travail de révision des différents éléments du SYSVAC dont je faisais état dans l'introduction de cet exposé. Ainsi, nous avons entrepris cette année un projet qui devrait nous permettre de revoir le "design" du chalumeau de façon à améliorer sa performance au chapitre de l'étanchéité. J'espère qu'il nous sera possible de faire état de résultats positifs dans ce domaine lors d'une prochaine édition de ce colloque.

Entre temps, je vous remercie de votre patience et je vous souhaite une excellente saison.

Tableau 4

Pertes de charge calculées par section de 250 pieds de collecteur maintenu à 10, 15 et 20 po. Hg

Débit à 15 po Hg	Vide système = 10 po.			Vide système = 15 po.			Vide système = 20 po.		
	Po Hg / 250 pieds			Po Hg / 250 pieds			Po Hg / 250 pieds		
	1	1.25	1.50	1	1.25	1.50	1	1.25	1.50
10	.9	.3	.2	.7	.2	.1	.4	.2	.1
12	1.3	.4	.2	1.0	.3	.2	.6	.2	.1
14	1.7	.6	.3	1.3	.4	.2	.9	.3	.1
16	2.2	.8	.4	1.7	.6	.3	1.1	.4	.2
18	2.8	1.0	.5	2.1	.7	.4	1.4	.5	.2
20	3.4	1.2	.6	2.5	.9	.4	1.7	.6	.3
22	4.0	1.4	.7	3.0	1.1	.5	2.0	.7	.4
24	4.7	1.7	.8	3.6	1.3	.6	2.4	.8	.4
26	5.5	2.0	1.0	4.1	1.5	.7	2.7	1.0	.5
28	6.2	2.3	1.1	4.7	1.7	.9	3.1	1.1	.6
30	7.1	2.6	1.3	5.3	1.9	1.0	3.5	1.3	.7
32	7.9	2.9	1.5	5.9	2.2	1.1	3.9	1.5	.7
34	8.7	3.3	1.7	6.6	2.4	1.3	4.4	1.6	.8
36	9.6	3.6	1.9	7.2	2.7	1.4	4.8	1.8	.9
38		4.0	2.1	7.9	3.0	1.5	5.2	2.0	1.0
40		4.4	2.3	8.6	3.3	1.7	5.7	2.2	1.1
42		4.8	2.5	9.3	3.6	1.9	6.2	2.4	1.2
44		5.2	2.7	10.0	3.9	2.0	6.7	2.6	1.4
46		5.7	3.0	10.8	4.2	2.2	7.2	2.8	1.5
48		6.1	3.2	11.5	4.6	2.4	7.6	3.0	.16
50		6.6	3.5	12.3	4.9	2.6	8.1	3.3	1.7
52		7.0	3.7	13.0	5.3	2.8	8.7	3.5	1.9
54		7.5	4.0	13.8	5.6	3.0	9.2	3.7	2.0
56		8.0	4.3	14.5	6.0	3.2	9.7	4.0	2.1
58		8.5	4.6		6.4	3.4	10.2	4.2	2.3
60		9.0	4.8		6.7	3.6	10.7	4.5	2.4
62		9.5	5.1		7.1	3.8	11.2	4.7	2.6
64			5.4		7.5	4.1	11.8	5.0	2.7
66			5.7		7.9	4.3	12.4	5.2	2.9
68			6.1		8.3	4.5	12.9	5.5	3.0
70			6.4		8.7	4.8	13.4	5.8	3.2
72			6.7		9.1	5.0	13.9	6.1	3.3
74			7.0		9.5	5.3	14.5	6.3	3.5
76			7.4		9.9	5.5	15.0	6.6	3.7
78			7.7		10.4	5.8	15.6	6.9	3.8
80			8.0		10.8	6.0	16.2	7.2	4.0
82			8.4		11.2	6.3		7.5	4.2
84			8.7		11.6	6.5		7.7	4.3
86			9.1		12.1	6.8		8.0	4.5
88			9.4		12.5	7.1		8.3	4.7
90					12.9	7.3		8.6	4.9
92					13.4	7.6		8.9	5.1
94					13.8	7.9		9.2	5.3
96					14.2	8.2		9.5	5.4
98					14.7	8.5		9.8	5.6
100						8.7		10.1	5.8