

LE DIAGRAMME PRESSION-ENTHAL



PAR DAVE DEMMA

de Sporlan valve division
Parker Hannifin

Traduit de l'anglais par Serge Tremblay

ÉQUATIONS FRIGORIFIQUES ET DÉFINITIONS :

Effet frigorifique (EF) : c'est l'énergie totale, en btu par livre, de l'espace réfrigéré qui est absorbée par le réfrigérant. Soit H1 moins H4. Le point H1 est l'enthalpie du réfrigérant au point 1 du schéma 3 et ainsi de suite.

Note : Pour les fins de l'exemple, le point H1 représente la rencontre entre la ligne du procédé de l'évaporation et la courbe de saturation de la vapeur. En réalité, le point H1 est plus à droite pour représenter la surchauffe d'évaporation. Un détendeur thermostatique réglé pour une surchauffe variant de 4 à 6 degrés pour un système basse température ne crée qu'une différence minimale de moins de 1 btu par livre. La quantité de chaleur absorbée par la ligne d'aspiration n'est jamais considérée dans le calcul de l'effet frigorifique lorsqu'elle est située à l'extérieur de l'espace réfrigéré.

Chaleur de compression (CC) : c'est la chaleur ajoutée lors du procédé de compression, soit H2 moins H1.

Chaleur rejetée (CR) : c'est la chaleur rejetée au condenseur, soit H3 moins H2 sur l'abaque. Elle comprend l'effet frigorifique de l'espace réfrigéré (EF) et la chaleur de compression (CC). On peut sélectionner un condenseur à partir de cette valeur et l'ajout d'une marge de sécurité.

Débit massique du réfrigérant (DM) : c'est la quantité de réfrigérant en livres par minute qui doit circuler dans le circuit frigorifique pour satisfaire la demande de refroidissement.

$$\frac{200 \text{ btu} / \text{min-tonne}}{\text{RE (btu} / \text{lb)}}$$

Puissance requise du compresseur : la puissance du compresseur en hp par tonne requise pour la charge frigorifique. Contrairement à la croyance populaire un compresseur de 1 hp ne génère pas automatiquement une capacité de 1 tonne frigorifique.

$$\frac{\text{Dm (lb} / \text{min-ton) x CR (btu} / \text{lb) x 778 lb-pi} / \text{btu}}{33,000 \text{ lb-pi} / \text{min-hp}}$$

Déplacement volumétrique requis : le déplacement volumétrique du compresseur requis pour faire circuler le débit massique en pieds cubes par tonne. La valeur du volume massique (volume spécifique) se détermine à partir des lignes de volume constant sur l'abaque.

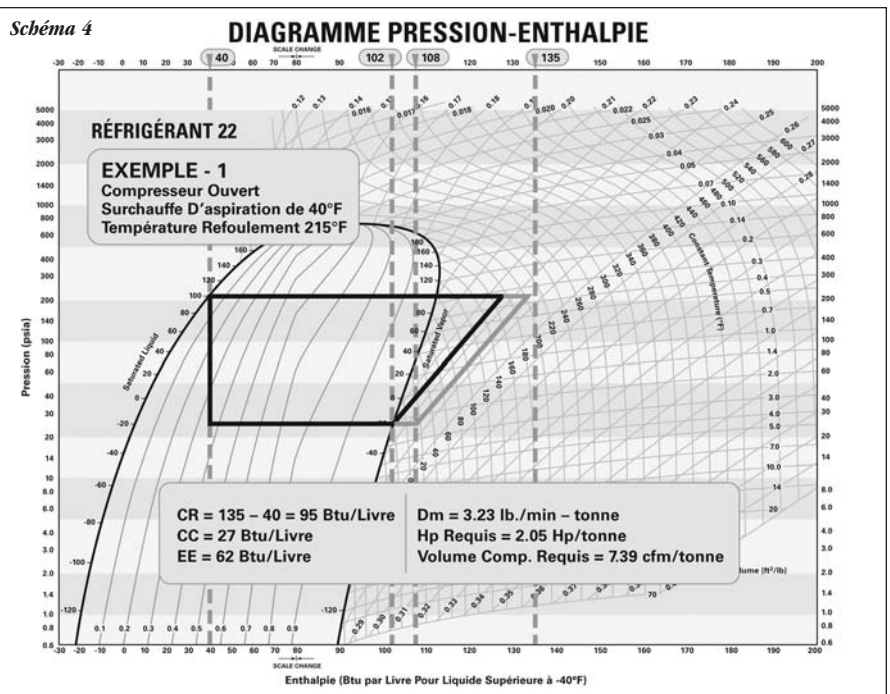
$$\text{Dm (lb/min-ton) x Volume massique de la vapeur (Pied cubes} / \text{livre)}$$

Voyons différents systèmes frigorifiques tracés sur l'abaque PE et comparons leur performance.

En regardant l'exemple 1 illustré au schéma 4, on constate qu'il n'est pas prudent que le réfrigérant à l'aspiration du compresseur soit saturé. Puisque le liquide n'est pas présent en condition de vapeur surchauffée, une certaine quantité de surchauffe est nécessaire à l'aspiration afin de protéger le compresseur. La vapeur est surchauffée jusqu'à +20°F, soit 40 degrés de surchauffe. C'est le résultat du réglage du détendeur thermostatique afin de maintenir un certain niveau de surchauffe à l'évaporateur en plus de l'aug-

mentation de la température du réfrigérant sur la ligne d'aspiration. La ligne d'aspiration raccordée au compresseur peut accumuler du givre à cause de la température du réfrigérant à 20°F et du niveau d'humidité dans l'air ambiant plutôt que la présence de réfrigérant liquide. Un retour de réfrigérant liquide est impossible lorsque la température est de 40°F au dessus de la température de saturation. Il ne faut pas confondre la formation de givre avec un retour possible de liquide.

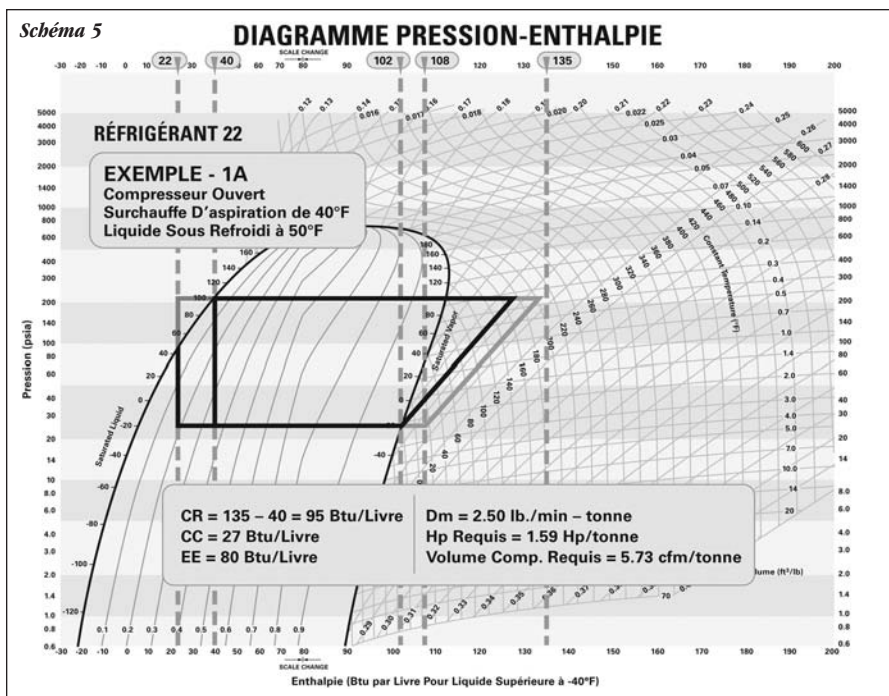
La surchauffe protège le compresseur d'un éventuel retour de liquide. Le coût relié à cette protection est associé à l'utilisation d'un compresseur dont le déplacement volumétrique est plus important. L'augmentation du dépla-



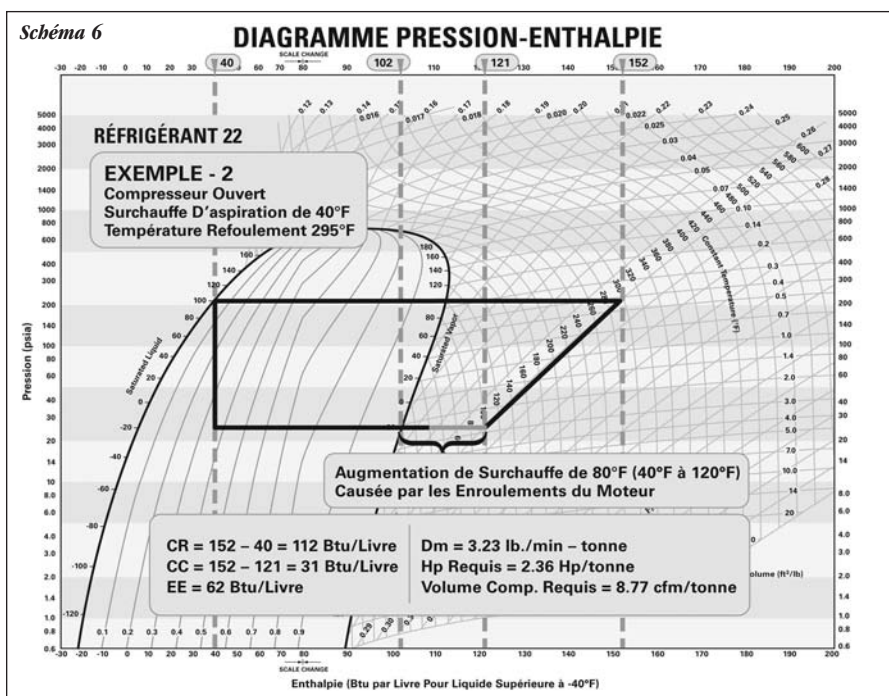
cement du compresseur est dû à la diminution de la densité de la vapeur à -20°F par rapport une densité plus élevée à +20°F. La cylindrée des compresseurs est constante. Par contre, la densité de la vapeur modifie le débit massique du compresseur mais le volume compressé de la vapeur est toujours le même. Puisque la densité de la vapeur est moindre, il faut une cylindrée supérieure pour produire le même débit massique.

En regardant le schéma 5 du cycle 1A qui utilise un compresseur de type ouvert avec une température de vapeur à l'aspiration de 20°F, on constate l'utilité de sous-refroidir jusqu'à 50°F. La quantité de liquide disponible à la sortie du détendeur a augmenté de 65 % à 80 %. Puisque la différence de température entre le liquide à l'entrée du détendeur et la température de l'évaporateur est réduite, il y a moins de vapeur instantanée (flash gaz) durant le procédé d'expansion. Ainsi, un détendeur et un orifice de distribution, s'il y a lieu, de moindre capacité peuvent être sélectionnés.

L'utilisation d'un échangeur aspiration/liquide augmente le sous-refroidissement au détriment de l'augmentation de la température du réfrigérant vapeur. Bien que cette méthode assure une alimentation de liquide absente de vapeur au détendeur, elle n'augmente pas vraiment l'efficacité du système. Le béné-



Le bénéfice du réfrigérant sous-refroidi est pratiquement annulé par une diminution du débit massique du compresseur à cause de l'augmentation de la température du réfrigérant vapeur. Par contre, le liquide d'une centrale de froid à basse température d'un marché d'alimentation est sous-refroidi par la centrale à température moyenne. Le bénéfice est le refroidissement du liquide d'une centrale d'une capacité moyenne de 5 hp par tonne par une centrale d'une capacité de 2 à 2,5 hp par tonne.



Un analyse démontre les avantages suivants : une diminution du réfrigérant en circulation, une puissance nécessaire (hp) et une cylindrée réduite. Il y a d'excellentes économies à réaliser si un sous-refroidissement naturel avec une dérivation du réservoir de liquide est possible. Pour plus de détails, consulter la brochure *Sporlan* 90-134.

Le cycle 2 du schéma 6 montre l'utilisation d'un compresseur hermétique qui ne possède pas les désavantages suivants : alignement d'arbres et de courroies de transmission, et les fuites de joints d'arbre d'entraînement (*shaft seals*). Le désavantage est qu'il y a maintenant un moteur électrique dans le circuit du réfrigérant sur les compresseurs refroidis par le réfrigérant vapeur. En plus d'être exposé aux contaminants, le moteur du compresseur ajoute de la chaleur au réfrigérant vapeur. Environ 80°F de température peut être ajouté au réfrigérant entre son admission à la vanne de service et l'entrée du cylindre. Dans notre exemple, une température d'aspiration de 100°F produira une température de refoulement de près de 300°F. C'est généralement la limite supérieure (300°F) autorisée par les fabricants de compresseurs. Le volume spécifique du réfrigérant est environ 20 % plus grand à 100°F comparativement à 20°F. Ceci nécessite un déplacement volumétrique du compresseur d'environ 20 % plus grand. Une augmentation de la température d'aspiration

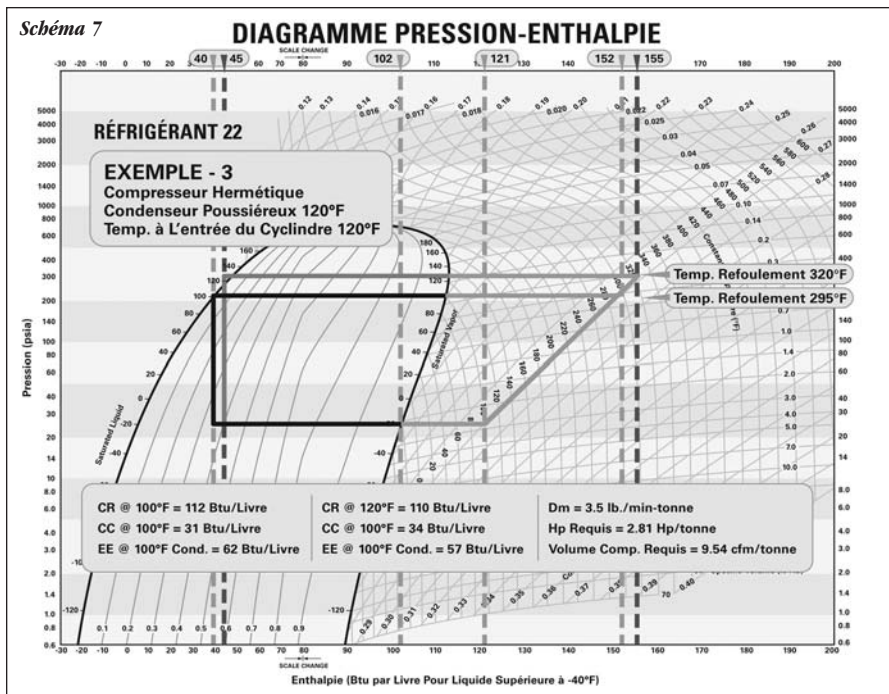
provoque une chaleur de compression plus grande et une puissance de compression plus élevée.

L'exemple 3 du schéma 7 illustre un système fonctionnant en plein été où l'équipement est soumis à des conditions extrêmes. Cette température extrême a été utilisée lors de la conception du système comme étant le scénario le pire. L'entreprise de service n'a pas effectué l'entretien préventif sur ce système car elle était trop occupée pendant l'hiver ou il s'agit de ce type de client qui considère comme une dépense inutile la prévention de ses équipements. Dans les deux cas le condenseur a augmenté sa température de condensation de 100°F à 120°F.

En opérant à une température de condensation plus élevée, le ratio de compression est passé de 8.5 :1 à 11 :1. Il y a deux désavantages majeurs lorsque le compresseur doit pomper à une plus haute pression de condensation. Premièrement, l'ampérage absorbé au moteur est plus élevé et deuxièmement, le déplacement volumétrique du compresseur est réduit.

Un très faible volume d'espace entre le clapet (valve) de refoulement du compresseur et le point mort haut du piston se nomme l'espace nuisible. Cet espace est nécessaire pour éviter que le piston n'entre en contact avec la plaque à clapets (*valve plate*) lors de sa montée. À la descente du piston, il y aura nouvelle expansion de la vapeur pour réduire la pression dans le cylindre avant toute admission de nouveau de réfrigérant vapeur.

Examinons le cycle de compression. Le cycle commence lorsque la vapeur entre dans le cylindre à mesure que le pis-



ton descend. Lorsque le piston remonte la pression augmente à cause de la diminution du volume interne dans le cylindre. Une fois arrivé au point mort haut, le piston aura expulsé la totalité de la vapeur compressée SAUF le volume demeuré dans l'espace nuisible. Le volume de cet espace se retrouve également à la pression de refoulement. Il n'y aura pas de nouveau réfrigérant vapeur introduit dans le cylindre tant que la pression du cylindre, causée par la descente du piston, ne sera pas inférieure à la pression d'aspiration. La fraction de la course du piston servant à réduire la pression du volume de l'espace nuisible ne produit aucun travail utile. C'est pour cela que les fabricants réduisent au maximum le volume de cet espace. Plus l'espace nuisible est important, plus le piston utilisera une fraction de sa course pour réduire la pression du cylindre. En d'autres termes, un ratio de compression élevé équivaut à substituer le terme pression de refoulement par espace nuisible.

Remarquez l'augmentation de la chaleur de compression (CC). Également la puissance en hp au compresseur est plus grande. De plus, la qualité du mélange liquide vapeur à la sortie du détendeur s'est détériorée causant ainsi une diminution de l'effet frigorifique (EF). En consultant les équations, la diminution de EF nécessite une augmentation du débit massique de réfrigérant (Dm) qui causera à son tour une augmentation de la cylindrée du compresseur. En général, les centrales de froid des marchés d'alimentation possèdent plusieurs compresseurs pour rencontrer l'augmentation de charge. Par contre, l'augmentation de la facture énergétique pour l'opération supplémentaire de compresseurs peut déplaire aux propriétaires.

Finalement, la température de refoulement a augmenté à 320°F. À ce niveau élevé de température, il y a une diminution de la qualité de l'huile minérale. Or, à une température de 320°F, l'huile commence à se décomposer. Lorsque certaines conditions sont réunies, le réfrigérant R-22 peut également se décomposer. Cette condition élevée de température peut réduire considérablement la durée de vie du compresseur.

L'exemple 4 du schéma 8 illustre un mauvais réglage des détendeurs en plus d'un condenseur poussiéreux. Ils fonctionnent à une surchauffe élevée ce qui réduit la surface d'échange des évaporateurs. Ainsi, la température de l'air alimenté dans le comptoir réfrigéré est trop élevée et cause la décongélation des jus surgelés.

Puisque la température de l'été est actuellement très chaude et que les appels de service sont continuels, une solution rapide serait idéale. Ainsi, pour com-

penser la température trop élevée de jet d'air dans le comptoir, le technicien décide de diminuer le point de consigne du régulateur de pression d'évaporateur (EPR). Il ne lui apparaît pas évident qu'une température d'aspiration saturée à -20°F est suffisamment basse pour produire un jet d'air d'alimentation de -10°F.

Alors, il semble évident qu'en réduisant la température de saturation de l'évaporateur, la température du jet d'air diminuera. En augmentant l'écart de température entre l'air et le réfrigérant saturé, on augmente le transfert de chaleur. Cependant, le régulateur de pression d'évaporateur est totalement ouvert. Pourquoi ne pas réduire le point de consigne du collecteur de la centrale à partir du système de contrôle. D'ailleurs, il y a suffisamment de compresseurs présentement à l'arrêt.

Ainsi, un simple réglage corrige la haute température du jet d'air d'une section de comptoirs. Il existe cependant un problème avec cette approche qui diminue la pression d'aspiration à 20 psia (-29°F). La diminution de la pression d'aspiration engendre une augmentation du ratio de compression, soit de 11 :1 à 13.6 :1. Ce ratio est près de 20 % supérieur à l'exemple 3. Cette action diminue le déplacement volumétrique et augmente la puissance absorbée du système.

Plus la pression d'aspiration est basse, plus élevé est le volume massique du réfrigérant qui requiert un déplacement volumétrique plus grand du compresseur. La réduction de la pression d'aspiration exige une augmentation de 30 % du volume requis par rapport à l'exemple 3. En prime, la température de refoulement dépasse la norme acceptable et approche 370°F. Il est certain que le film d'huile déposé sur les cylindres du compresseur se vaporise et, par son absence, augmente la friction métal à métal de plusieurs composant du compresseur. L'accès au carter du compresseur montre une matière visqueuse et noire (cambouis) qui a remplacé l'huile. La décomposition de l'huile provoque également une mauvaise alimentation de l'arbre du compresseur. Il est possible qu'une quantité de cambouis se loge dans les détendeurs et réduisent leur capacité à maintenir la surchauffe. À moins d'une intervention, le compresseur se dirige vers une mort certaine. De plus, les conditions d'opération sont inefficaces et engendrent des coûts d'opération élevés.

Comparons les données des différents exemples à l'aide du tableau représenté au schéma 9. Les variables importantes à considérer sont :

Le ratio de compression : il s'agit du ratio absolu de la pression de condensation par rapport à la pression d'évaporation. Le courant du compresseur augmente à mesure que le ratio de compression augmente. De plus, le ratio de compression est inversement proportionnel au déplacement volumétrique du compresseur. Ainsi, il faudra plus d'énergie pour opérer un compresseur moins efficace. Donc, des compresseurs additionnels devront fonctionner pour compenser l'inefficacité de la centrale de froid.

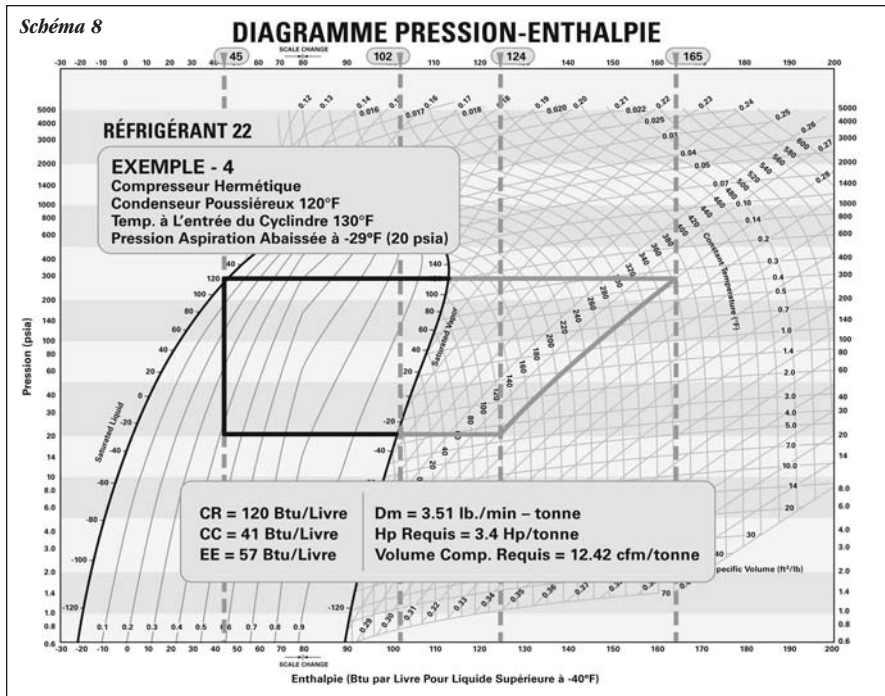
Température de refoulement : c'est un bon indice de l'état de santé général du système. La plupart des fabricants de compresseurs suggèrent qu'elle soit maintenue à une température inférieure à 300°F. Il n'est pas commode de mesurer la température à l'intérieur du cylindre. Ainsi, l'expérience a démontré que la mesure de celle-ci à une distance éloignée de la vanne de service de 6 pouces sur le refoulement sera de 50° à 75°F de moins que la température à l'orifice de refoulement. En plus de maintenir un condenseur propre, la température de refoulement peut être limitée par un réglage adéquat des détendeurs thermostatiques, ventilateurs de refroidissement auxiliaires, une isolation suffisante de la ligne d'aspiration, dispositif d'injection de liquide et le maintien de la pression d'aspiration le plus haut possible. Pour plus d'informations sur les méthodes d'injection, consulter la brochure 10-197 de *Sporlan valves*.

Débit massique de réfrigérant : plus sa valeur est élevée, plus nombreux seront les compresseurs requis pour gérer la demande. Il est judicieux de créer

des façons de diminuer la quantité de réfrigérant en circulation dans le système. Tout ce qui affecte la qualité du liquide en aval des détendeurs affectera le débit massique. Ce n'est pas tellement la quantité de réfrigérant qu'un détendeur peut alimenter qui compte mais la disponibilité du réfrigérant liquide après le procédé d'expansion car celui-ci est le véritable médium de transfert de chaleur dans l'espace réfrigéré. L'augmentation de la température de condensation

est nécessaire, une puissance réduite de compression est requise. La chaleur de compression CC et le débit massique Dm sont les deux facteurs qui déterminent la puissance de compression requise. L'exemple 3 nécessite une puissance de 20 % supérieure à celle de l'exemple 2. C'est causé par l'augmentation de la pression de refoulement de 210 psia à 274 psia. On voit l'utilité de maintenir un condenseur propre et les conséquences énormes dans le cas contraire. L'exemple 4 démontre la réduction de la pression d'aspiration commune de 24 psia à 19 psia. Cette réduction de 5 psi résulte d'une puissance requise de 20 % supérieure. Une diminution de la pression d'aspiration a pour effet d'augmenter la chaleur de compression nécessitant ainsi une augmentation du débit massique. Il est judicieux de maintenir la pression d'aspiration la plus élevée possible.

Déplacement volumétrique : la puissance d'un compresseur et le déplacement volumétrique requis sont indépendants. Le schéma 9 montre l'exemple du cycle parfait dont la surchauffe est nulle par rapport à l'exemple 1 dont la surchauffe est de 40°F. Il y a une augmentation approximative de 10 % de la cylindrée requise. Cependant, la puissance en hp demeure constante. C'est l'augmentation de la surchauffe qui provoque une hausse du volume massique du réfrigérant vapeur. On constate facilement le désavantage d'utiliser un compresseur hermétique. Peut-être que la diminution d'entretien annule l'augmentation du coût énergétique. Malgré l'augmentation du volume massique par la hausse de surchauffe, le schéma 4 illustre une plus grande pénalité sur le volume massique lorsque la pression d'aspiration est faible. Il y a trois effets causés par une pression d'aspiration basse : Premièrement, une augmentation du ratio de compression provoque une diminution du déplacement volumétrique. Une réduction de la pression d'aspiration aura un plus grand impact sur le ratio de compression que la même réduction de pression sur le refoulement. Deuxièmement, le volume massique du réfrigérant est inversement proportionnel à la diminution de la pression. Lors d'une diminution du volume massique (diminution de la densité), un déplacement volumétrique plus important est nécessaire pour conserver le même débit massique. Troisièmement, le procédé de compression suit les lignes d'entropie constante. Plus la pression d'aspiration est basse lors du procédé de compression isentropique, plus la température de refoulement sera élevée à une pression de condensation donnée. Une température trop élevée a un impact négatif sur les composés chimiques du système dont les pièces du compresseur nécessitent pour une durée de vie prolongée.



à un effet négatif sur cette disponibilité de liquide. Remarquez la diminution du débit massique requis lorsque le liquide est sous-refroidi. Encore une fois, si le sous-refroidissement du liquide peut être accompli simplement, le potentiel d'économie d'énergie est important. L'exemple 3 montre que l'augmentation de la pression de refoulement nécessite une augmentation du débit massique du réfrigérant.

Schéma 9

RÉFRIGÉRANT 22
Valeurs Comparatives

Cycle Parfait	Température d'Évaporation (°F)	Température de Saturation (°F)	Surchauffe d'Aspiration (°F)	Température de Condensation (°F)	Température de Refoulement (°F)	Ratio de Compression	Surchauffe de Refoulement (°F)	Chaleur de Compression (Btu/lb)	Chaleur Rejetée (Btu/lb)	Écart Réfrigérant (Btu/lb)	Coefficient de Performance (COP)	Débit Massique (lb/mi-n)	Puissance Requête (HP) (cu ft/h)	Volume Massique de la Vapeur (cu ft/lb)	Déplacement de Compression Requis (cfm/ton)
Cycle Parfait	-20	-20	0	100	180	8.5	80	27	89	62	2.30	3.23	2.05	2.07	6.68
Exemple - 1 Compresseur Ouvert Surchauffe Aspiration 40°F	-20	20	40	100	215	8.5	115	27	95	62	2.30	3.23	2.05	2.29	7.39
Exemple - 1A Compresseur Ouvert Surchauffe Aspiration 40°F Liquide Sous Refroidi à 50°F	-20	20	40	100	215	8.5	115	27	95	80	2.96	2.50	1.59	2.29	5.73
Exemple - 2 Compresseur Hermétique Ajout de 80°F Surchauffe Surchauffe à l'entrée Cylindre 120°F	-20	100	120	100	295	8.5	195	31	112	62	2.00	3.23	2.36	2.72	8.77
Exemple - 3 Compresseur Hermétique (80°F Surchauffe) Surchauffe à l'entrée Cylindre 120°F Condenseur Poussiéreux 120°F	-20	100	120	120	320	11.1	200	34	110	57	1.68	3.51	2.81	2.72	9.54
Exemple - 4 Compresseur Hermétique (ajout de 80°F Surchauffe) Surchauffe à l'entrée Cylindre 120°F Condenseur Poussiéreux 120°F Diminution de la Pression D'aspiration	-30	100	130	120	365	13.9	245	41	120	57	1.39	3.51	3.39	3.54	12.42

Puissance de compression (hp) : La puissance en hp des compresseurs est une valeur précise. Plus la puissance de la centrale est élevée, plus la consommation mensuelle de l'énergie sera importante. Le sous-refroidissement du liquide diminue la puissance requise. Plus de liquide présent à la sortie du détendeur réduit la puissance requise des compresseurs. Puisque moins de réfrigérant en circulation

La seule façon de se protéger contre une pression d'aspiration anormalement basse est de régler adéquatement la surchauffe des détendeurs. Lorsque le détendeur est bien réglé, on utilisera efficacement la surface de l'évaporateur comme interface de transfert de chaleur puisque le réfrigérant liquide est présent à l'intérieur d'une distance maximale des tubes. Une surchauffe élevée réduit la quantité de liquide et la puissance de l'évaporateur. Cet effet peut être annulé en diminuant la pression d'aspiration qui diminue également la pression de saturation et augmente la différence de température entre la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur et le réfrigérant. La capacité des évaporateurs augmente avec la différence de température (DT) pour permettre une température adéquate des produits. Cependant, une pression plus basse d'aspiration et un impact négatif sur la santé générale du système en résultent.

À l'aide de plusieurs scénarios nous avons illustré la plupart des systèmes en conditions idéales. Des facteurs comme la perte de pression de la tuyauterie, des composants et des valves n'ont pas été considérés. La compression isentropique est présente uniquement lors d'une compression parfaite. En pratique, l'entropie augmente lors de la compression, ce qui augmente les valeurs de température de refoulement et de chaleur de compression. Cependant, le but de cet article est de permettre d'améliorer la compréhension du cycle de réfrigération basée sur les changements du réfrigérant lors de son cheminement dans le système et les conditions d'opération qui influencent l'efficacité et la santé du système frigorifique.