© О.В. Замыцкий, 2005

УДК 622.44

*О.В. Замыцкий*

# *АНАЛИЗ СПОСОБОВ ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ СЖАТОГО ВОЗДУХА ДЛЯ ГОРНЫХ МАШИН*

**Семинар № 17**

В настоящее время основным источником сжатого воздуха на горных предприятиях служат многоступенчатые турбокомпрессоры. Обязательным условием их нормальной эксплуатации является охлаждение сжатого воздуха, этим достигается существенное уменьшение требуемой мощности [1]. Так снижение температуры воздуха на 10°С приводит к уменьшению требуемой мощности турбокомпрессора в среднем на 1,2% [2]. Кроме того, от температуры сжатого воздуха зависит его влажность, а значит и срок службы пневмоприводов горных машин.

В турбокомпрессорах принципиально возможно осуществление трех способов охлаждения воздуха: предварительного, внутреннего и внешнего выносного охлаждения.

При первом способе охлаждения охладитель устанавливается перед компрессором и снижается начальная температура газа. При постоянной объемной производительности предварительное охлаждение увеличивает массовую производительность и несколько увеличивает мощность из-за потерь давления в охладителе.

Предварительное охлаждение целесообразно применять при большой разности температур всасываемого газа и охлаждающей среды, что может быть достигнуто при использовании холодильной машины. Это невыгодно, так как затрата энергии в ней будет больше, чем экономия, достигаемая при сжатии газа. Поэтому в настоящее время в горной промышленности такой способ охлаждения, как самостоятельный, не применяют.

При втором способе охлаждения воздуха происходит непосредственно в корпусе турбокомпрессора, в то время когда воздух проходит через диффузоры и обратные направляющие аппараты.

Внутреннее охлаждение воздуха, в свою очередь, может осуществляться двумя путями: отводом тепла от воздуха при движении его по направляющим аппаратам ступеней и впрыскиванием охлаждающей жидкости в поток воздуха между рабочими колесами.

В первом случае для отвода тепла от воздуха внутри каждой ступени предусматриваются полости, по которым проходит охлаждающая вода. Обычно для улучшения теплоотвода эти полости снабжены рядом перегородок, а направляющие аппараты выполняются с большим количеством тонких лопаток, играющих роль ребер поверхностей охлаждения.

После первых ступеней эффект, достигаемый за счет внутреннего охлаждения, незначителен вследствие малого перепада температур между воздухом и охлаждающей водой. По мере возрастания температуры воздуха влияние охлаждения усиливается, и процесс сжатия приближается к изотермическому.

Охлаждение водой, движущейся по внутренним каналам машины, применялось до недавнего времени очень широко. При этом способе влага из газа обычно не выпадает, что особенно важно при сжатии газов, агрессивных во влажном состоянии. Однако из-за необходимости создать достаточную поверхность охлаждения как осевые, так и особенно радиальные размеры машины приходится сильно увеличивать. Увеличение пути газа снижает газодинамический КПД Особенно трудно создать требуемую поверхность охлаждения при больших объемных производительностях. Одним из серьезных препятствий применения охлаждения при помощи водяных рубашек являются трудности их демонтажа и очистки водяных каналов от накипных отложений. Для турбокомпрессоров с внутренним охлаждением этого типа характерны увеличенные габариты, что объясняется стремлением улучшить охлаждение воздуха за счет увеличения размеров направляющего аппарата; кроме того, значительно усложняется конструкция турбокомпрессора. Поэтому турбокомпрессоры с внутренним охлаждением в таком конструктивном исполнении у нас не вы-

пускаются, и этот способ охлаждения в последнее время применяется редко.

При втором способе внутреннего охлаждения (испарительное охлаждение) жидкость (обычно вода) впрыскивается в поток нагретого воздуха, выходящего из рабочего колеса. За счет испарения жидкости от воздуха отнимается тепло, и температура его понижается. Так при впрыскивании 10 г воды на 1кг сухого воздуха понижение температуры последнего составит 25 $^{o}$C.

Но возможность снижения температуры сжимаемого воздуха за счет впрыскивания воды не является безграничной, так как при достижении температуры, соответствующей точке росы, дальнейшее испарение воды, а следовательно, и охлаждение воздуха прекращается. Например, при абсолютном давлении 0,75 МПа и впрыскивании более 70 г воды на 1 кг сухого воздуха наименьшая достижимая температура воздуха составляет 92 $^{o}$C [1].

Эффект охлаждения впрыскиванием воды несколько снижается при увеличении влажности засасываемого турбокомпрессором воздуха. При определенных условиях, для средних степеней сжатия (2,5–3,0) впрыск воды может оказаться даже более эффективным средством охлаждения, чем система внешнего охлаждения.

При рациональном дозировании количества впрыскиваемой жидкости имеется возможность работать на режиме, соответствующем прямой, идущей параллельно (но несколько выше) прямой насыщения, т.е. без образования конденсата.

Выигрыш в мощности, получаемый в связи со снижением температуры, уменьшается из-за необходимости затрачивать дополнительную работу на сжатие образовавшихся паров. Несколько снижается экономия мощности также вследствие нарушения кинематики потока при введении жидкости. Этот способ охлаждения применяют при сжатии газов с довольно высокими значениями показателя адиабаты (например, аммиак, нитрозные газы), когда при сжатии сильно возрастает температура. Количество впрыскиваемой жидкости должно быть таким, чтобы она вся испарялась и не выпадала в капельной форме из-за чрезмерного снижения температуры; по мере увеличения давления температуру газа после впрыска приходится повышать.

Достоинство этого способа заключается в его простоте и высокой эффективности, а также в значительном упрощении конструкции турбокомпрессора.

Кроме экономии мощности, испарительное охлаждение по сравнению с внутренним и внешним водяным охлаждением имеет ряд дополнительных преимуществ: достигается лучшая очистка газа от посторонних засоряющих частиц, уносимых газом, возможна промывка воздушных каналов от различных отложений путем периодической продувки и усиленного подвода жидкости при открытых дренажных люках.

Кроме того, данный метод охлаждения имеет следующие недостатки: повышается влагосодержание выходящего из компрессора воздуха, причем влага эта конденсируется в трубопроводе, усиливая коррозию его, необходима тщательная предварительная очистка впрыскиваемой воды для устранения возможности образования накипи в рабочих пространствах турбокомпрессора, а также точная дозировка количества впрыскиваемой воды так как подача в турбокомпрессор чрезмерного количества воды приводит к неполному испарению ее, и, следовательно, усиленному износу рабочих колес и направляющих аппаратов в результате эрозии при неполном испарении охлаждающей жидкости.

Отечественной промышленностью в настоящее время компрессоры с охлаждением воздуха впрыскиванием жидкости не выпускаются, однако за рубежом они нашли применение [3].

Испарительное охлаждение в компрессорах высокого давления (0,7–0,9 МПа) не применяется. Компрессоры высокого давления имеют внешнее охлаждение. Это объясняется, очевидно, трудностями, связанными с эрозией, коррозией, а также частичной конденсацией, и не возможностью глубокого охлаждения сжатого воздуха при таком давлении по причинам указанным выше, все это для таких компрессоров превышает те выгоды, которые дает испарительное охлаждение. Кроме того, увеличение влажности воздуха делает этот метод охлаждения непригодным для центральных воздушных силовых установок.

При осуществлении третьего способа охлаждения воздух после группы неохлаждаемых ступеней (секций) отводится из корпуса турбокомпрессора в специальный внешний воздухоохладитель, откуда после охлаждения он поступает в следующую секцию (внешнее выносное охлаждение). Это наиболее распространенный способ охлаждения воздуха в турбокомпрессорах.

При степени повышения давления 7-10 в турбокомпрессорах отечественного производства предусматривается устройство двух промежуточных и одного концевого воздухоохладителей.

Поскольку при этом непосредственное охлаждение рабочих колес компрессора невозможно, то действительное сжатие происходит в адиабат-

но-политропических условиях, а охлаждение газа происходит либо как предварительное, либо как последующее. Последующее охлаждение не влияет на расходуемую мощность предыдущих колес; выгода от охлаждения получается только в результате предварительного охлаждения перед каждой ступенью.

Этот способ охлаждения позволяет сильно увеличить поверхность охлаждения и понизить температуру газа до близкой к начальной температуре охлаждающей воды.

При внешнем охлаждении температура газа после охлаждения обычно ниже точки росы, и из него выпадает влага. Поэтому предусматривают соответствующие конструктивные мероприятия для предотвращения заноса влаги в машину. В пневматических установках, обслуживающих шахты и ударный пневматический инструмент, уменьшение влажности сжатого воздуха очень важно, так как высокая влажность приводит к перебоям в работе и выходу из строя оборудования. Для этих целей служат концевые воздухоохладители которые наряду, со снижением мощности затрачиваемой на прокачку сжатого воздуха по воздухопроводу к потребителю приближают точку выпадения конденсата обеспечивая его улавливание во влагоотделителях.

Достоинством этого способа является более интенсивное охлаждение воздуха.

Существенный недостаток – быстрое ухудшение качества охлаждения в результате отложения накипи на стенках трубок воздухоохладителей при работе на не подготовленной воде. При этом в результате постоянного испарения части воды в градирне ее жесткость постоянно увеличивается.

Так из анализа физико-химических свойств воды применяемой для охлаждения компрессорных агрегатов [4] видно, что вода, поступающая после охлаждения из градирни, содержит в 3 раза больше плотного остатка, углекислоты общей, окиси магния. Окиси натрия в пересчете на $Na_2O$ содержится в воде поступающей из градирни, более чем в 6,5 раза больше, нитратов в 10 раз, серного ангидрида и хлор ионов более чем в 3 раза. Это способствует интенсивному отложению твердых соединений на внутренней поверхности трубок воздухоохладителей, и приводит к резкому уменьшению поперечного сечения трубок, увеличению их термического сопротивления и, как следствие, недостаточному охлаждению сжатого воздуха, температура которого в особо неблагоприятных случаях может достигать 90-120 $^oC$.

В результате существенно усложняется эксплуатация турбокомпрессора, постепенно увеличивается удельная потребляемая мощность, снижается производительность.

Кроме перечисленных способов охлаждения возможны и различные комбинации их.

Примером может служить способ, сочетающий предварительное, и внешнее охлаждение в промежуточных охладителях [5]. Показано, что при такой схеме понижение температуры засасываемого воздуха на 1% повышает производительность компрессора на 0,3% и снижает удельный расход энергии на 0,01 кВт·ч/м$^3$. Это реализовано за счет усовершенствованной конструкции воздушного фильтра компрессора, в который подается преимущественно холодный поток атмосферного воздуха, и удаляются укрупненные частицы пыли из периферийного потока вихревой воронки. При таком способе охлаждения несколько увеличивается сопротивление впускного тракта компрессора, поэтому действительное снижение потребляемой мощности будет несколько ниже прогнозируемого от снижения температуры засасываемого воздуха.

Перспективным является метод охлаждения за счет контактного теплообмена с распыленной водой без ее испарения. Этот метод сочетает в себе достоинства внешнего и внутреннего испарительного способов, но лишен их недостатков. Вода впрыскивается в воздухопровод компрессора после каждой секции сжатия в количестве 1,6 кг на 1кг воздуха и обеспечивает охлаждение воздуха от 135 $^oC$ до 35 $^oC$. Это обуславливает без испарительный режим работы охладителя при минимальных потерях воды с паром. Отделение воды происходит в специальных каплеуловителях установленных перед следующей секцией. Вода при таком способе охлаждения может быть нагрета только до температуры мокрого термометра при данных условиях (температуре, давление и влажности воздуха). Основным достоинством этого способа является высокая интенсивность теплообмена из-за отсутствия разделяющих поверхностей подверженных загрязнению накипью. Недостаток – несколько усложненная, по сравнению с традиционной, схема водоснабжения.

Таким образом, применяемые в настоящее время способы охлаждения не всегда обеспечивают снижение температуры воздуха до необходимого уровня, в тоже время выбор более эффективного способа охлаждения является существенным резервом для снижения энергопотребления турбокомпрессоров.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Цейтлин Ю.А., Мурзин В.А. Пневматические установки шахт. Москва, "Недра" 1985г, 352 с.
2. Трегубов В.А. Замыцкий О.В. Оценка энергопотерь от нарушений температурных режимов турбокомпрессорных установок//Гірнича електромеханіка та автоматика 2 (61).– Дніпропетровськ–1999р., с. 130-132.
3. Степанов А.И. Центробежные и осевые компрессоры, воздуходувки и вентиляторы. М.: ГНТИМЛ, 1960.–348 с.
4. Отчет о научно-исследовательской работе механизация и автоматизация технологических процессов добычи и переработки руд//КГРИ.– Кривой Рог,1987г.–82 с.
5. Снижение энергозатрат при производстве сжатого воздуха для горных машин/ Кобелев Н.С.//Изв. вузов. Геол. и разведка. 1997.–№6.–С. 167-168.
6. Чистяков Ф.М., Игнатенко В.В., Романенко Н.Т., Фролов Е.С. Центробежные компрессорные машины. М.: Машиностроение, 1969г.–328 с.


## Коротко об авторах


*Замыцкий Олег Владимирович* – доцент, кандидат технических наук, Криворожский технический университет.



**© Г.И. Бабокин, Д.М. Шпрехер, Т.В. Насонова, 2005**



УДК 622.604.8



***Г.И. Бабокин, Д.М. Шпрехер, Т.В. Насонова***


# *СИСТЕМА ВЫРАВНИВАНИЯ НАГРУЗОК ЭЛЕКТРОПРИВОДА СКРЕБКОВОГО КОНВЕЙЕРА*

**Семинар № 18**

Электропривод конвейера является многодвигательным и включает головной и концевой приводные блоки соединенные бесконечной упругой тяговой цепью, к которой прикрепляются скребки, несущие груз. В процессе пуска, набросе нагрузки и установившемся режиме работы конвейера распределение нагрузки между головным и концевым приводами конвейера неравномерно. При этом причиной неравномерного нагружения головного и концевого приводов может быть статическая асимметрия нагрузки и динамические воздействия возмущений. Статическая асимметрия обусловлена следующими причинами: различием параметров асинхронного двигателя (АД) и кабельной сети, питающей АД; различным шагом цепи, вследствие разного удлинения и износа звеньев тяговой цепи; различным предварительным натяжением верхней и нижней ветвей цепи; различным передаточным отношением редукторов; различным местом приложения нагрузок - головной привод первым воспринимает нагрузку, концевой - с запаздыванием. Динамические воздействия, вызывающие неравномерное нагружение приводов, обусловлены: резким изменением момента нагрузки; различным во времени включением приводов при пуске; стопорением одной из ветвей цепи в результате преодолимого или непреодолимого заклинивания.

Оценка неравномерности нагружения от указанных факторов показала, что отношение моментов головного и концевого приводов может достигать: из – различия электрических параметров АД и сети до 1,42; при разности передаточных отношений редукторов – до 1,44; разнице делительной окружности звездочек – до 1,49; неравномерном удлинении цепи – до 2,1.

В результате неравномерного нагружения головного и концевого приводов конвейера в установившемся и переходных режимах работы головной привод работает в двигательном режиме, а концевой, кратковременно, - в генераторном режиме. Неравномерное нагружение головного и концевого приводов приводит к недоиспользованию установленной мощности привода конвейера на 30...50%. Предложена система управления электроприводом конвейера, обеспечивающая выравнивание нагрузок головного и концевого с применением частотно-регулируемого электропривода (ЧРЭП) приводов [1]. Система управления включает датчик разности моментов АД, регулятор выравнивания нагрузок и логическую часть.

Исследование процессов выравнивания нагрузок осуществлено с помощью математической модели привода.

При составлении модели приняты следующие допущения: тяговый орган совместно с перемещаемым грузом, равномерно распределен по длине конвейера и представляется в виде n сосредоточенных масс, соединенных упруго-вязкими связями; тяговый орган воспринимает только растягивающие нагрузки; тяговый орган разбит на две подсистемы: первая включает головной привод с нижней тяговой цепью; приводной электродвигатель соединен с соответствующей звездочкой также упруго-вязкими связями. Допущения при составлении модели асинхронного двигателя общеизвестны.

В этом случае математическая модель двухдвигательного ЧРЭП конвейера представляется в виде системы дифференциальных уравнений:

$$DI_{BJ} = \Theta\left(I_{BJ}\right)\left(E_{BJ} - U_{dJ} - I_{BJ} * R_{ФJ}\right) / L_{ФJ};$$

$$DU_{dJ} = \left(I_{BJ} - I_{dJ}\right) / C_{ФJ};$$

$$D\Psi_{SJ} = U_{SJ} - I_{SJ} * R_{SJ};$$

$$D\Psi_{PJ} = -I_{PJ} * R_{PJ} + j\omega_{PJ} * p_{П} * \Psi_{PJ};$$

$$D\omega_{PJ} = \{[3 * p_{П} * \eta_j * \left(\Psi_{SJ} \times I_{SJ}\right) / 2] - \\ -C_{PJ} * (\varphi_{PJ} / \eta_j - \varphi_{звJ}) - \beta_{PJ} * (\omega_{PJ} / \eta_j - \omega_{звJ})\} / J_{PJ};$$

$$D\omega_{зв1} = [C_{P1} * (\varphi_{P1} / \eta_1 - \varphi_{зв1}) + \beta_{P1} * (\omega_{P1} / \eta_1 - \omega_{зв1}) + \\ +R_{зв1} * (S_{п,зв1} - S_{1,зв1})] / J_{зв1};$$

$$D\omega_{зв2} = [C_{P2} * (\varphi_{P2} / \eta_2 - \varphi_{зв2}) + \beta_{P2} * (\omega_{P2} / \eta_2 - \omega_{зв2}) + \\ +R_{зв2} * (S_{к,зв2} - S_{зв2,k+1})] / J_{зв2};$$

$$DV_i = (F_i - F_{TPi}) / m_i;\ i=1,2,...n,$$

где - J=1,2 - номер привода; D = d/dt – оператор Лапласа; EB, Ud, IB, Id – значения напряжений и токов элементов цепи выпрямителя и сглаживающего фильтра; RФ, LФ, CФ – параметры цепи силового фильтра; US – вектор напряжения статора; IS, IP – векторы токов статора и ротора; ΨS, ΨP – векторы потокосцеплений статора и ротора; RS, RP – активные сопротивления статора и ротора; LS, LP, LM - полные индуктивности статора и ротора и индуктивность цепи намагничивания; PП – число пар полюсов АД; φp, φзв, ωP, ωзв – соответственно углы поворота и скорости вращения ротора АД и приводной звездочки; JP и Jзв - соответственно моменты инерции ротора АД и приводной звездочки; η- передаточное отношение редуктора; CP, βp – коэффициенты жесткости и вязкости связей между АД и приводными звездочками конвейера; i и n – соответственно номер и число сосредоточенных масс тягового органа; Fi – сумма сил, действующих на i-ю массу тягового органа; FTpi – сила трения, действующая на i-ю сосредоточенную массу; mi – i-я сосредоточенная масса; Vi -скорость i-й массы тягового органа; S1,зв1, Sn,зв1 – натяжения участков тягового органа между звездочкой головного привода и соответственно1-й и n-й сосредоточенными массами; Sk,зв2, Sзв2, k+1 – натяжения участков тягового органа между звездочкой концевого привода и соответственно k-й и (k+1)-й сосредоточенными массами, k = n/2.

$$m_i = \begin{cases} m_T + m_r = 2 * L * q / n, если\ i \le k; \\ m_T = 2 * L * q_o / n, если\ i > k, \end{cases}$$

где – тT, тr – сосредоточенные массы груза и тягового органа, q и qo – погонные массы груза и тягового органа, L – длина конвейера.

$$F_i = \begin{cases} S_{зв1,1} - S_{1,2}\ , если\ \ i = 1; \\ S_{n-1,n} - S_{n,зв1}\ ,\ если\ \ i = n; \\ S_{k-1,k} - S_{зв2,k}\ , если\ \ i = k; \\ S_{зв2,k+1} - S_{k+1,k+2}\ , если\ \ i = k+1; \\ S_{i-1,i} - S_{i,i+1}\ ,\ в\ \ других\ \ случаях, \end{cases}$$

где- Si-1,i – натяжение участка тягового органа между (i-1) и i-й сосредоточенными массами.

$$S_{i-1,i} = C*(X_{i-1} - X_i) + \beta*(V_{i-1} - V_i),$$

где – C и β соответственно жесткость и вязкость участка тягового органа, Xi –линейное перемещение участка массы тягового органа.

$$C = E*L/n;\ \ \beta = \mu*L/n;$$

где E и μ – соответственно модуль упругости и коэффициент вязкости тягового органа.

Сила трения или сила сопротивления перемещению рабочего органа на прямолинейном участке равна [2]:

$F_{тpi} = m_i * g * \omega_i * sign(V_i)$ ; где ωi – коэффициент сопротивления движению тягового органа.

$$\omega_i = \begin{cases} (m_г * \omega_г + m_т * \omega_m)/m_i\ ,\ если\ \ i \le k\ ; \\ \omega_т\ , если\ \ i > k\ , \end{cases}$$

где - $\omega_т$ и $\omega_г$ – соответственно коэффициенты сопротивления движению порожней и груженой ветви конвейера.

С помощью модели установлены оптимальные параметры регулятора выравнивания для статических и динамических режимов работы привода обеспечивающие равенство моментов АД. Оптимальные параметры регулятора проверены экспериментально на стенде электропривода конвейера.

## *СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ*


1. *Чугреев Л.И.* Динамика электропривода конвейера с цепным тяговым органом. М.: Недра, 1976.- 160 с.

2. А.с 1731946, E21 C35/34 Устройство управления многодвигательным механизмом подачи горной машины/Бабокин Г.И. - № 4975254; Заявл. № 4975254; Заявл. 22.02.90; Опубл. 07.05.92, Бюл. № 17.


## *Коротко об авторах*


*Бабокин Геннадий Иванович* – профессор, доктор технических наук, проректор по научной работе, зав. кафедрой “Электротехника”,
*Шпрехер Дмитрий Маркович* – кандидат технических наук, доцент кафедры “Электротехника”,
*Насонова Татьяна Васильевна* – зав. кафедрой “Общетеоретические дисциплины”,

Новомосковский институт РХТУ им. Д.И. Менделеева.