Capitolo 3
La divisione in apparati.

§ Paragrafo 3.0: Introduzione.

La Jet Target e' composta da quattro apparati con distinte funzioni. Lo **stadio di produzione** (paragrafo § 3.1) e' formato essenzialmente dal nozzle e dal criogeneratore (paragrafo § 3.2), il cui scopo e' quello di fornire un flusso di idrogeno clusterizzato. Di questo flusso, viene selezionato, tramite appositi skimmer, un angolo di circa 1.5°, per definire il bersaglio. Sia il gas non selezionato, sia quello appartenente al bersaglio, viene raccolto da un **sistema di recupero** (paragrafo § 3.5) composto da sette camere (sistema di pompaggio differenziale). Una **linea di idrogeno** (paragrafo § 3.3) porta al corpo il gas gia' filtrato e un **sistema di controllo** (paragrafo § 3.4) mantiene stabile sui valori richiesti la pressione della linea e la temperatura del nozzle.

In questo capitolo descrivero' piu' i vari apparati, affrontando nel dettaglio alcune delle problematiche di progetto.

§ Paragrafo 3.1: L'apparato di produzione.

Al fine di trattare piu' nel dettaglio i conti inerenti alla scelta del criogeneratore (si veda paragrafo § 3.2), mi sembra utile descrivere in che maniera i principali componenti siano tra loro accoppiati.

Il corpo della macchina (si veda figura 3.1.1) e’ formato da un criogeneratore ad elio liquido in due stadi, sulla punta del quale (*second stage extension*) e’ stato montato un pezzo di rame a forma di rocchetto (*nozzle coupling spool* o, piu' semplicemente, *spool*). Il nozzle e' mantenuto in posizione da un sostegno metallico di forma pressoche' cilindrica (*nozzle holder*) . Per ottimizzare l’accoppiamento termico tra il sostegno e lo *spool*, si e’ ricorso all’uso di cavi di rame (*copper cable*) che, oltre ad essere ottimi conduttori di calore, permettono anche la mobilita’ del sostegno del nozzle. Sempre per preservare la mobilita', la parte terminale della linea di idrogeno (che collega lo *spool* al nozzle) e' a forma di molla (*helical coil*).

Questo apparato e’ inserito in un involucro a tenuta stagna raffreddato ad azoto liquido, detto, appunto, scudo a 77 Kelvin (*cryocooler vacuum shell* o *77K shield*). Per ridurre l’accoppiamento convettivo tra il criogeneratore e lo scudo a 77K, entro tale vano si fa un vuoto di circa 10^{-6} *torr*. Per mantenere la mobilita’ del nozzle, la parte terminale del *77K shield* e’ costituita da una struttura a mantice (*bellows*), che si salda sul sostegno del nozzle, mantenendo la camera stagna. Mantice e sostegno del nozzle sono schermati da un secondo involucro, forato in corrispondenza della congiungente nozzle - primo skimmer. Il sostegno del nozzle, e' collegato a due bracci meccanici mobili, che permettono al nozzle movimenti angolari. Per permettere all'apparato i movimenti traslazionali, tutto il corpo e' stato montato su una piattaforma mobile. Questo sistema di allineamento consente di ottimizzare l'intercettazione del fascio con il *beam* di antiprotoni (si veda paragrafo § 2.9).

Tra il secondo stadio del criogeneratore e lo scudo a 77K, e’ stato posto un altro scudo, detto *first stage shield* , raffreddato dal primo stadio del criogeneratore a circa 50K. Lo scopo di tale scudo termico e’ evitare l’accoppiamento radioattivo deretto tra il secondo stadio del criogeneratore (la cui temperatura puo’ arrivare anche al di sotto dei 10K) e il *77K shield*.

Il corpo della macchina (che comprende lo scudo a 77K, gli apparati in esso contenuti e i bracci di posizionamento) e’ inserito nella camera J1 ed e’ affacciato ad uno scudo termico (*J1 chamber radiation shield*), che disaccoppia radioattivamente il sostegno del nozzle dalle pareti interne della camera J1 a temperatura ambiente. Inoltre, questo scudo, raffreddando il gas nelle vicinanze del nozzle, riduce l'energia media trasferita ai cluster, rendendo trascurabile il numero di molecole da essi scalzate.

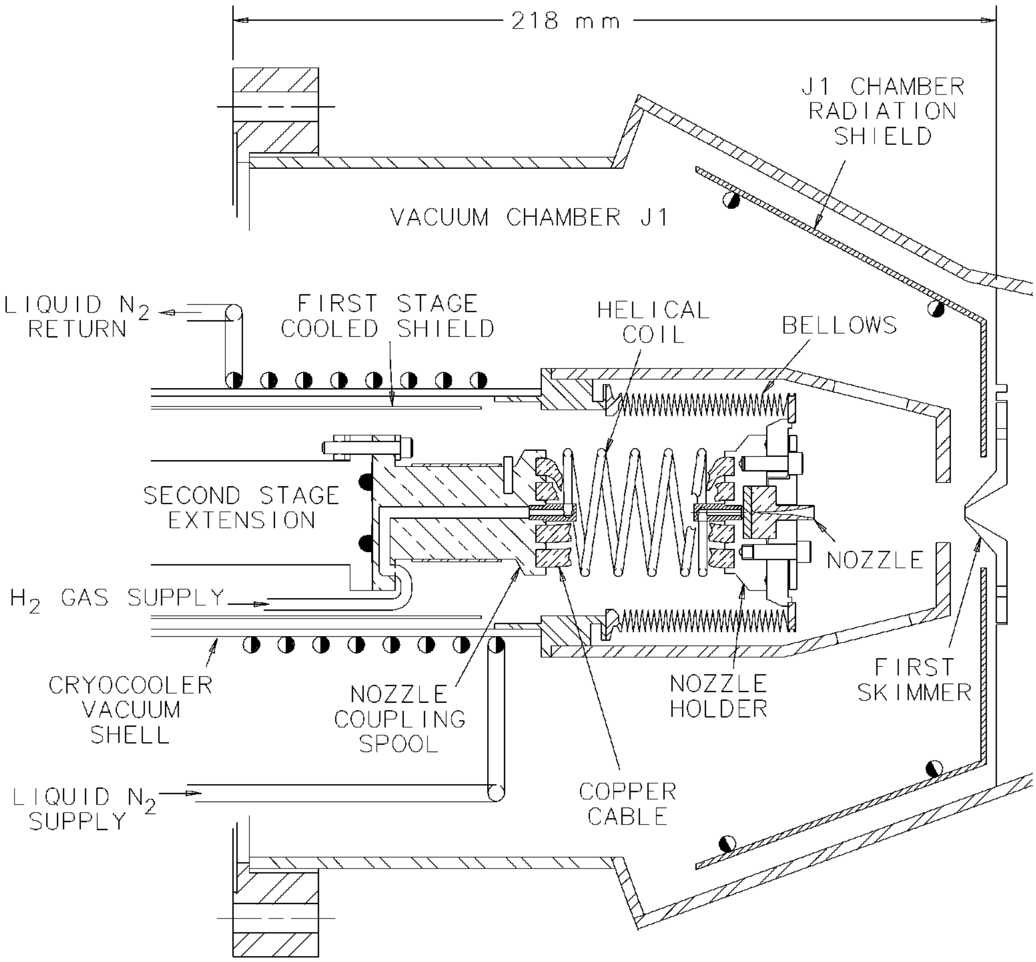

Fig. 3.1.1: Sezione della parte terminale del corpo della macchina.

§ Paragrafo 3.2: La scelta del criogeneratore.

Il criogeneratore e' stato scelto facendo una stima dei flussi di calore entranti nella macchina. La potenza totale che "carica" il secondo stadio del criogeneratore (*second stage extension* di figura 3.1.1) si aggira intorno 0.6÷0.7 Watt. Mi appresto a descrivere le considerazioni tramite cui si e' calcolato tale carico.

La maggior parte della potenza che il secondo stadio del criogeneratore deve dissipare e' dovuta:

1) al raffreddamento dell'idrogeno che, attraverso la linea, arriva al nozzle.
Supponendo il calore specifico del gas ($c_V = \frac{3}{2}R$) costante nell'intervallo di temperature tra i 20K (temperatura del nozzle) e i 60÷70K (temperatura del gas nel pezzo di tubo tra il primo e il secondo stadio), la variazione di energia interna si scrivera'

$$\Delta U = \tfrac{3}{2} R \Delta T = 750 \div 870 \frac{Joule}{mole} \qquad (3.2.1)$$

Per flussi dell'ordine dei 10 *torr·lit/sec*, la potenza necessaria per dissipare questo calore e' circa 0.5W.

2) al flusso di calore che, per conduzione attraverso il *bellows* (fatto di acciaio inossidabile), passa dallo scudo a 77K verso il sostegno del nozzle. Tale flusso di calore e' proporzionale al gradiente di temperatura $\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}$ (in questo caso dell'ordine di 1200 *W/m*), alla superficie A attraverso cui passa tale flusso (circa 0.4 cm^2) e alla conduttivita' termica $\lambda(T)$ del materiale (per acciaio inossidabile, tra i 4 e i 77 K, si ha un valor medio $\bar{\lambda} = 4.5 \frac{W}{m \cdot \mathrm{K}}$). In formula

$$\dot{Q} = \lambda(T) \cdot \frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x} \cdot A. \qquad (3.2.2)$$

La potenza da dissipare risulta essere circa 0.2 W.

Sono stati considerati, inoltre, altri contributi, che risultano pero' essere trascurabili:

3) per conduzione attraverso il tubo in acciaio inossidabile della linea di idrogeno. Considerando un tubo circolare di 2 *mm* di diametro esterno e di 1.5 *mm* di diametro interno, lungo 0.5 *m*, per cui vi sia una differenza di temperatura di circa 50K, si ottiene, utilizzando la 3.2.2, un flusso di calore di 0.6 mW.

4) attraverso il sostegno del nozzle, il flusso di calore trasferito per convezione dall'idrogeno in J1, considerato alla pressione di 10^{-3} *torr*. In regime di flusso molecolare, tale flusso di calore e' lineare con la pressione P del gas, secondo la relazione

$$\dot{Q} = 4.4 \cdot P \cdot (T_{gas} - T_{holder}) \cdot A_{holder}, \qquad (3.2.3)$$

dove T_{gas} e T_{holder} sono rispettivamente la temperatura del gas (80K) e quella del sostegno del nozzle (20K), $A_{sost.}$~10 cm^2 e' la superficie esposta del sostegno e 4.4 e' il fattore caratteristico per idrogeno (considerando tutte le unita' nel Sistema Internazionale). La potenza trasferita e' circa 34 *mW*.

5) per convezione tra il secondo stadio e il *first stage shield*. Poiche, in regime di flusso molecolare, il flusso di calore e' lineare con la pressione del gas (equazione 3.2.3), si limita l'accoppiamento termico mantenendo basse pressioni all'interno della camera stagna che contiene il criogeneratore. Per pressioni di 10^{-6} *torr*, il calore trasportato e' circa 0.1 *W*. Se tale camera stagna non ci fosse, il criogeneratore sarebbe direttamente accoppiato con l'idrogeno in J1 alla pressione di qualche *millitorr*, dovendo, dunque, dissipare qualche frazione di *W*.

6) per accoppiamento radiativo del sostegno del nozzle con lo scudo in J1. L'equazione che regola lo scambio di calore e'

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{J1shield}^4 - T_{holder}^4) \cdot A_{holder} \tag{3.2.4}$$

dove ε e' l'emissivita', che dipende dai materiali alla temperatura $T_{J1shield}$ (circa 100K, pessimisticamente) e T_{holder} (inferiore ai 20K), A_{holder}~10 cm^2 e' la superficie esposta del sostegno e $\sigma = 5.7 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$ e' la costante di Stephen-Boltzman. Anche considerando il caso limite in cui il sostegno del nozzle assorba come un corpo nero (ε ~1), il contributo si aggirerebbe intorno ai 6 *mW*.

7) per accoppiamento radiativo del secondo stadio con il *first stage shield* (mantenuto a 51K dal primo stadio del criogeneratore). Considerando una superficie di 130 cm^2, si ottiene un carico al massimo di 4*mW*.

In base a tali considerazioni, la potenza totale da dissipare risulta essere dell'ordine del *Watt*. Per avere la possibilita' di controllare la temperatura con la precisione e la prontezza richiesta dall'applicazione (si veda paragrafo § 3.4), si e' deciso di installare un criogeneratore da 9 *W*.

§ Paragrafo 3.3: La linea di idrogeno.

Lo scopo della linea e' portare l'idrogeno al corpo della Jet Target, perche' venga clusterizzato. Per migliorare il grado di purezza del gas, lo si fa passare attraverso una *cold trap*: in questo filtro, le impurita' (come ossigeno o azoto) rimangono intrappolate nel carbone attivo presente nel dispositivo, e vengono, pertanto, sottratte al flusso di idrogeno. La linea si avvolge, poi, intorno al primo stadio del criogeneratore, consentendo al gas di termalizzare alla temperatura di 51K. In una prima versione del corpo della macchina, al fine di abbassare efficientemente la temperatura del gas, si era pensato di avvolgere la linea intorno anche al secondo stadio del criogeneratore. Questo provvedimento, in realta', e' risultato essere eccessivo. Infatti, si e' visto che l'accoppiamento termico tra il tubo della linea e il gas e' abbastanza alto da consentire, con i flussi tipici di lavoro (intorno ai 5 *torr·lit/sec*), la termalizzazione in qualche centimetro di percorso. Il grande svantaggio di questa configurazione, invece, consiste nella differenza di circa 4K tra la minima temperatura della linea e la temperatura del nozzle.

Per avere alte densita' con alta efficienza, conviene lavorare con pressioni a monte del nozzle e temperature del nozzle il piu' prossime possibile alla curva di saturazione dell'idrogeno (punto critico: P_0 = 186 *psia*, T_0 = 33 K) (si veda paragrafo § 2.7). Tuttavia, fissata la temperatura del nozzle, aumentando la pressione (circa la stessa lungo tutta la linea a valle della valvola che la controlla), si incomincera' a formare liquido per pressioni uguali alla tensione di vapore corrispondente alla minima temperatura della linea. Poiche' tale temperatura e' inferiore di 4K rispetto alla temperatura del nozzle, la clusterizzazione non avverra' in condizioni prossime alla curva di saturazione (si veda figura 3.3.1).

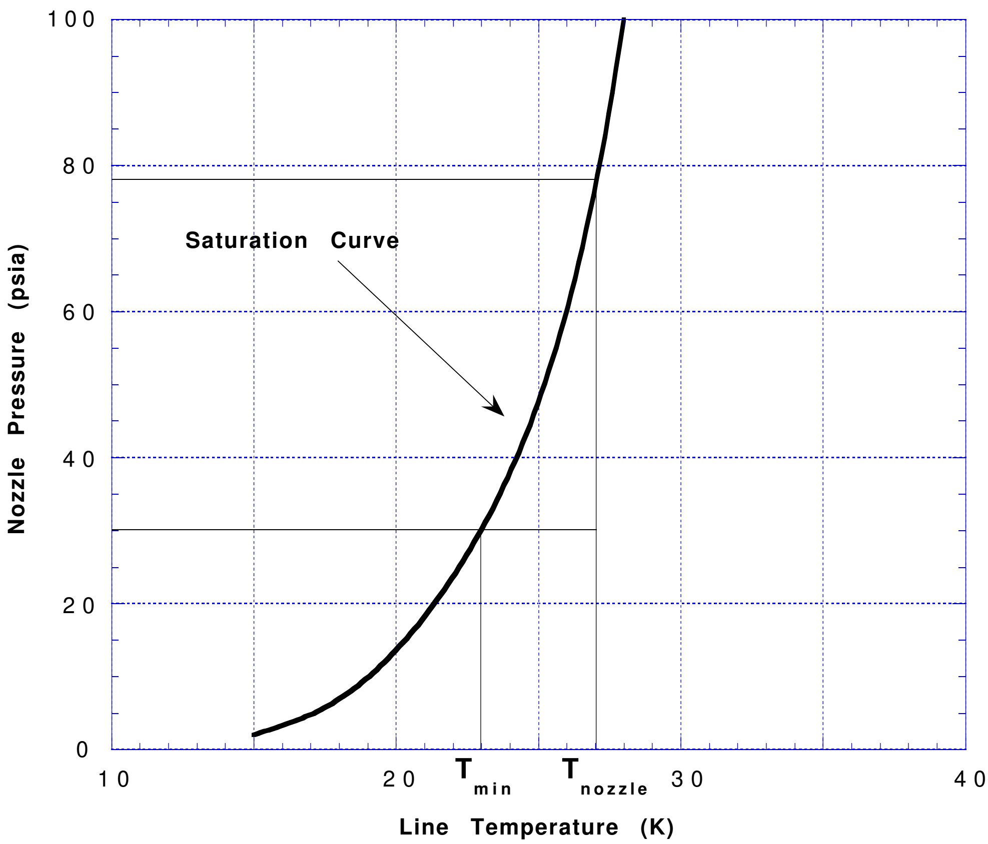

Fig.:3.3.1: La curva di saturazione per idrogeno. Avendo il nozzle, ad esempio, a 27K, se la temperatura minima della linea e' a 23K, la massima pressione raggiungibile e' 30 *psia*, invece dei circa 77 *psia* corrispondenti al valore di saturazione a 27K.

Per ovviare a questo problema, si e' staccata la linea dal secondo stadio del criogeneratore: il punto piu' freddo e' diventato, dunque, lo *spool*, direttamente in contatto con il secondo stadio. La differenza di temperatura, comunque, e' scesa al di sotto del grado K, valore che, in questa configurazione, dipende solo dalla potenza che entra nella macchina attraverso il sostegno del nozzle (si veda paragrafo § 3.2). E' stato fatto anche il tentativo di scaldare la linea, aumentando la temperatura del gas prima di entrare nello *spool*. Si e' potuto verificare che, fissando un valore di temperatura del nozzle, la pressione a cui si forma il liquido e' indipendente dalla potenza data al riscaldatore della linea. Cio' mette in evidenza il forte accoppiamento termico tra il gas e il tubo.

Si e' cosi' potuto stabilire quanto le coppie di pressione e temperatura del nozzle si possano avvicinare alla curva di saturazione liquido-vapore: fissata la temperatura, si sceglie il valore di pressione uguale alla tensione di vapor saturo corrispondente alla temperatura scelta meno circa 1 grado (temperatura dello *spool*). Questo criterio ha visto confermata la sua validita' quando si sono determinati sperimentalmente, sul piano (P,T), i cammini di miglior JTE (si vedano grafici 2.7.1).

§ Paragrafo 3.4: I sistemi di controllo automatici.

Considerazioni sulla teoria cinetica (si veda paragrafo § 2.7), prima ancora che le misure dirette (si veda grafico 2.5.1 *c*), indicano che si possono ottenere densita' tanto piu' elevate quanto piu' ci si riesce ad avvicinare, sul piano (P,T), alla curva di transizione liquido-vapore per idrogeno. Per poter apprezzare e controllare, ad esempio, un 5% nella densita', e' necessario controllare la temperatura del nozzle con una precisione migliore del decimo di grado e la pressione della linea con una precisione intorno al mezzo psia. Per capire il criterio con cui sono stati scelti questi valori, bisogna ricorrere ai grafici di densita' esposti nel paragrafo § 2.5. Osservando, ad esempio, l'andamento in funzione della temperatura a 43.7 psia costanti (si veda figura 2.5.1 *b*), si nota che intorno ai 29 K un cambiamento di temperatura di mezzo grado porta la densita' da $1.7 \cdot 10^{14}$ *atomi/cc* (punto di massimo) a $1.2 \cdot 10^{14}$ *atomi/cc* (punto di minimo relativo), il che equivale ad una variazione del 30%, con derivate di $1 \cdot 10^{14}$ $\frac{atomi/cc}{\mathrm{K}}$. In queste condizioni, per controllare la densita' con una precisione migliore del 5%, e' necessaria una precisione nel controllo di temperatura migliore del decimo di grado. Inoltre, considerando che le variazioni di densita' richieste sono sulla scala dei tempi della decina di ore (tempo di un ciclo di presa dati: si veda tabella 1.7.2) e che i disturbi cui far fronte sono eventi sporadici e di piccola entita', sara' sufficiente una prontezza del controllo sulla scala della decina di secondi.

La temperatura del nozzle viene modificata inviando corrente ad un riscaldatore avvolto intorno allo *spool* (si veda figura 3.1.1). Tramite due resistenze al germanio inserite nel sostegno del nozzle, il controllo confronta il *set point* richiesto con la temperatura misurata e decide l'intensita' della corrente da inviare al riscaldatore. Nella scelta dei parametri dell'algoritmo di controllo, si e' dovuto tenere conto che i tempi di risposta del sistema variano molto al variare della temperatura. Il calore specifico del rame (materiale di cui e' composto lo *spool*) , infatti, nell'intervallo tra i 15K e gli 80K, varia con il cubo della temperatura.

La pressione a monte del nozzle (P_0) viene controllata variando la conduttanza (γ) di una elettrovalvola (che in seguito verra' indicata con la sigla MKS) pilotata in corrente. A priori, mantenendo costante la pressione (P_1) a monte della valvola e' possibile ottenere la P_0 voluta semplicemente variando γ. In realta' cio' e' reso difficile dal fatto che la conduttanza della MKS e' non lineare con la corrente (si veda figura 3.4.1): per valori di corrente inferiori al 30% del fondoscala (150 mA) si ha che γ e' circa zero, mentre per valori superiori la conduttanza subisce una brusca impennata. Questa non linearita' rende particolarmente instabile il controllo delle basse pressioni (che corrispondono a conduttanze circa zero) per il fatto che si e' costretti a lavorare in una regione in cui una variazione di corrente piccola rispetto al fondoscala fa passare da derivate della conduttanza nulle a derivate della conduttanza elevate. Per ovviare a questo problema si controlla la pressione a monte della MKS (P_1) in maniera tale da ottenere la P_0 voluta, mantenendo la valvola in una regione di corrente in cui la conduttanza non subisca grossi cambiamenti di pendenza: $\left(\frac{\partial\gamma}{\partial I_{MKS}}\right)_{I=50\div80mA} \cong 4.7\cdot10^{-4}\,\frac{lit/sec}{mA}$. Questa condizione e' ben realizzata per una variazione di pressione ai capi della MKS (P_1-P_0) di 5÷10 psia.

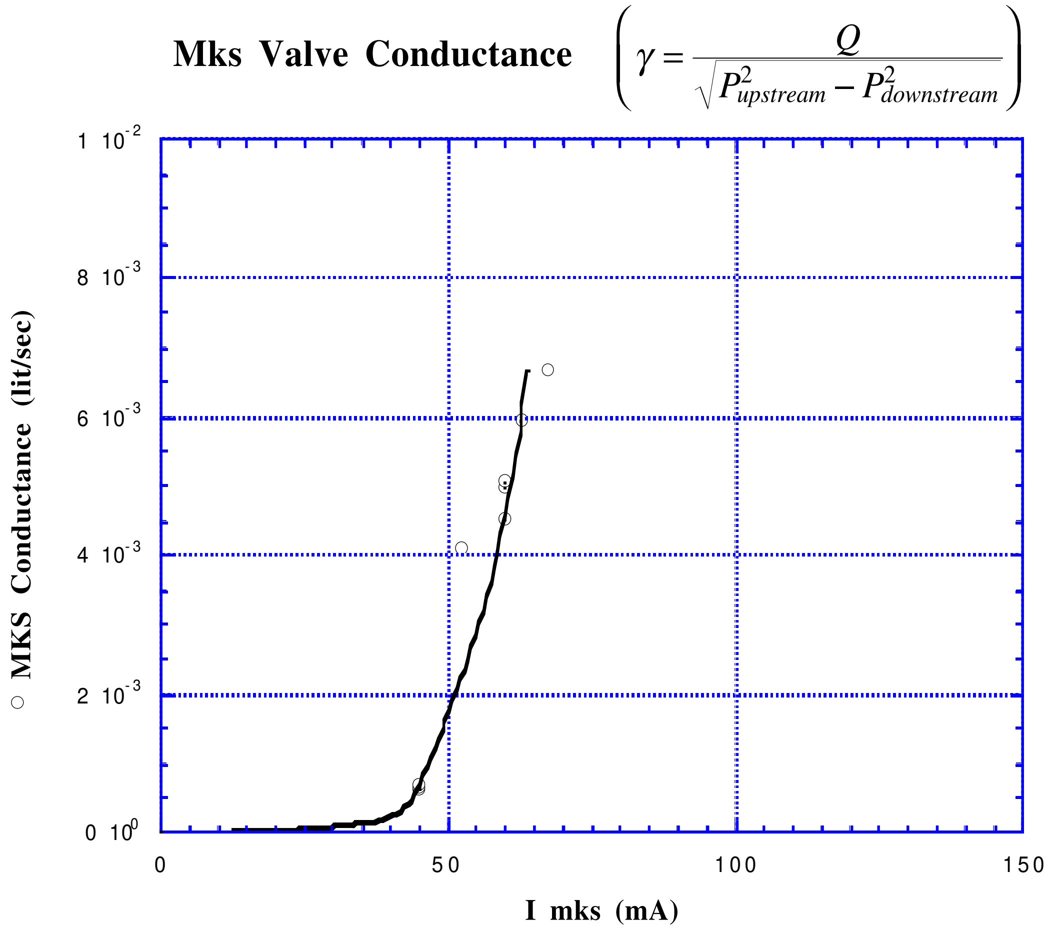

Fig.3.4.1: La conduttanza della valvola MKS in funzione della corrente. Notare che l'andamento e' non lineare.

E' stato, pertanto, inserito un controllo per la pressione P_1, a cui e' richiesta una precisione di qualche psia e una prontezza di qualche decina di secondi. Tali condizioni non sono molto critiche, dal momento che cio' che interessa non e' avere un certo preciso valore di P_1, ma un intervallo che consenta alla MKS di lavorare in una regione di conduttanza quasi lineare con la corrente. E', dunque, sufficiente che il controllo di P_1 agisca su una valvola motorizzata capace di discriminare solo tre stati: *a*) la pressione aumenta con derivata costante, *b*) la pressione diminuisce con derivata costante, *c*) la pressione non cambia. Per linearizzare questo stadio con il metodo della funzione di trasferimento generalizzata, lo trattiamo come se fosse lineare con guadagno dato dalla pendenza della retta trattegiata in figura 3.4.2. Perche' cio' funzioni, e' necessario al controllo uno stadio proporzionale all'integrale nel tempo dell'errore. Questo risulta evidente con una semplice considerazione: supponiamo che il controllo sia costituito solamente da uno stadio proporzionale all'errore. Questo potrebbe richiedere, per esempio, un valore della derivata di P_1 corrispondente (secondo la relazione lineare definita dalla linea tratteggiata) ad una uscita del controllo del 30%. In realta', pero', il valore della derivata corrispondente a questa uscita e' 0: la pressione non variera', mantenendo, a regime, un certo errore. Lo stadio proporzionale all'integrale dell'errore, invece, da' al controllo l'informazione del perdurare dell'errore nel tempo, spingendolo ad aumentare l'uscita fino all'attivazione della valvola motorizzata.

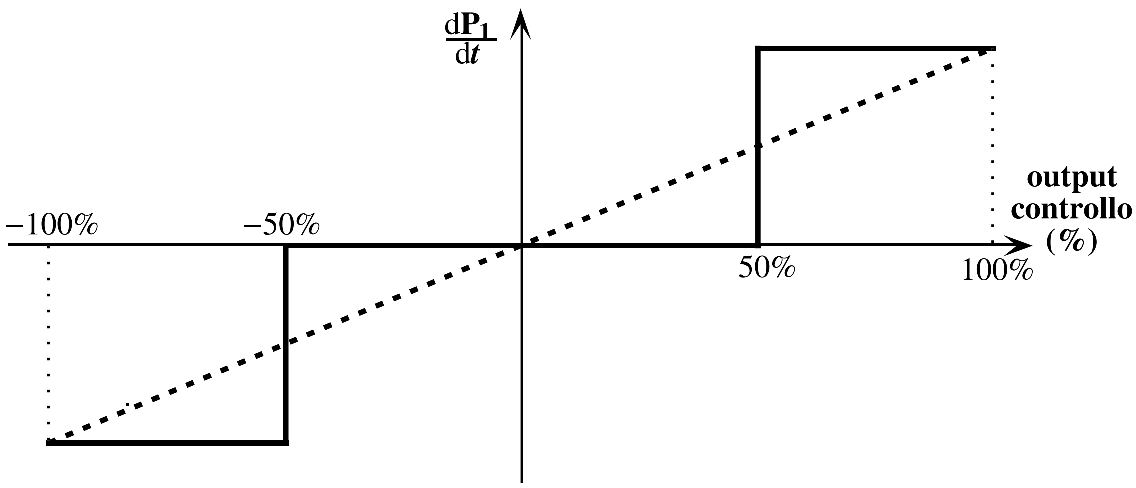

Fig.3.4.2: I tre stati della valvola motorizzata per il controllo della pressione a monte della MKS. Il controllo tratta la valvola come se potesse fornire, in modo continuo, valori della derivata della pressione lineari con l'uscita del controllo stesso (linea tratteggiata).

Trattero' di seguito dettagliatamente il modello del **processo** e la scelta dell'**algoritmo** usato nel controllo della pressione.

• Il **processo** e' modellizzabile come un sistema del primo ordine. L'equazione differenziale che ne contiene la dinamica si scrive (si veda figura 3.4.3)

$$Q - Q_{nozzle} = V \frac{dP_0}{dt} \tag{3.4.1}$$

avendo indicato con Q e con Q_{nozzle} il *throughput* passante rispettivamente attraverso la valvola MKS e attraverso il nozzle, con V (~ 100 cc) il volume della linea e della camera dello strumento (Barton) che misura la pressione P_0 da controllare. Inoltre, per il *throughput* Q vale la relazione [15]

$$Q = \gamma\sqrt{P_1^2 - P_0^2} \qquad (3.4.2)$$

dove γ e P_1 sono la conduttanza e la pressione a monte della MKS.

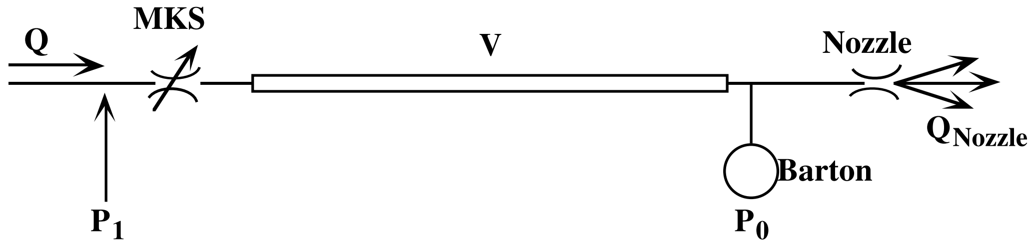

Fig.3.4.3: schema della parte terminale della linea di idrogeno.

Nell'ipotesi, in pratica sempre verificata, che $P_1 \gg (P_1\text{-}P_0)$, e' possibile approssimare la 3.4.2 come

$$Q \cong \gamma\sqrt{2P_1}\sqrt{P_1 - P_0}\,. \qquad (3.4.3)$$

Considerando di variare la pressione P_1 lentamente rispetto ai tempi di cambiamento della conduttanza della MKS (ΔP_1=0), la variazione di *throughput* Q, tramite la 3.4.3, si potra' scrivere

$$\Delta Q = \sqrt{2P_1}\sqrt{P_1 - P_0}\,\Delta\gamma + \gamma\sqrt{2P_1}\frac{\Delta P_0}{2\sqrt{P_1 - P_0}} \qquad (3.4.4)$$

mentre, tramite la 3.4.1, sara'

$$\Delta Q = \gamma_{nozzle}\Delta P_0 + V\frac{\mathrm{d}(\Delta P_0)}{\mathrm{d}t} \qquad (3.4.5)$$

avendo introdotto la conduttanza del nozzle, che vale circa $3{\cdot}10^{-3}$ *lit/sec*.

Uguagliando la 3.4.4 con la 3.4.5 per l'equazione di continuita', si ottiene una relazione del tipo

$$\Delta P_0 + T_L\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}(\Delta P_0) = \left(\frac{\partial P_0}{\partial\gamma}\right)\Delta\gamma \qquad (3.4.5)$$

dove T_L, il tempo di risposta del sistema, e $\left(\frac{\partial P_0}{\partial\gamma}\right)$, il guadagno statico, assumono la forma

$$\left(\frac{\partial P_0}{\partial\gamma}\right) = \frac{(P_1 - P_0)}{\frac{\gamma}{2} + \gamma_{nozzle}\sqrt{\frac{P_1 - P_0}{2P_1}}}\,, \qquad (3.4.6)$$

$$T_L = \frac{V}{\frac{\gamma}{2} + \gamma_{nozzle}\sqrt{\frac{P_1 - P_0}{2P_1}}} \cdot \sqrt{\frac{P_1 - P_0}{2P_1}}\,. \qquad (3.4.7)$$

La tabella 3.4.1 riporta i valori calcolati di T_L e $\left(\frac{\partial P_0}{\partial\gamma}\right)$, ottenuti tenendo conto della non linearita' della MKS, e supponendo che il controllo di P_1 mantenga una differenza di pressione ai capi della valvola tra i 3 e gli 11 *psia*. Tali valori coincidono entro il 20% con le misure sperimentali effettuate per verifica.

Q $\left(torr \cdot \frac{lit}{sec}\right)$	P_0 *(psia)*	$(P_1\text{-}P_0)$ *(psia)*	γ $\left(\frac{lit}{sec}\right)$	$\left(\frac{\partial P_0}{\partial \gamma}\right)_{Q=cost.}$ $\left(\frac{psia}{lit/sec}\right)$	$\left(\frac{\partial P_0}{\partial I}\right)_{I=cost.}$ $\left(\frac{psia}{mA}\right)$	T_L *(sec)*
10	65	11	$5 \cdot 10^{-3}$	3262	1.533	8.6
10	65	3	$10 \cdot 10^{-3}$	530	0.250	2.8
5	30	6	$5 \cdot 10^{-3}$	1740	0.818	9.2
1	6.5	7	$2 \cdot 10^{-3}$	2187	1.028	22.9

Tabella 3.4.1: I valori calcolati del guadagno statico e del tempo caratteristico del sistema. Tali valori cambiano anche di un ordine di grandezza al variare delle condizioni di lavoro.

Come si puo' vedere dalla tabella, al variare delle condizioni di flusso, conduttanza e pressioni, il guadagno statico e il tempo di risposta variano anche di un ordine di grandezza. Nonostante cio', i parametri dell'algoritmo di controllo scelti, mantengono la stabilita' in tutto l'intervallo di pressioni a monte del nozzle.

• L'**algoritmo di controllo** e' stato realizzato in modo digitale, utilizzando un controllore automatico della *Fischer & Porter* dotato di tre stadi: uno proporzionale all'errore (differenza tra la misura e il *set point*), uno proporzionale all'integrale nel tempo dell'errore e uno proporzionale alla derivata nel tempo dell'errore (si veda figura 3.4.4).

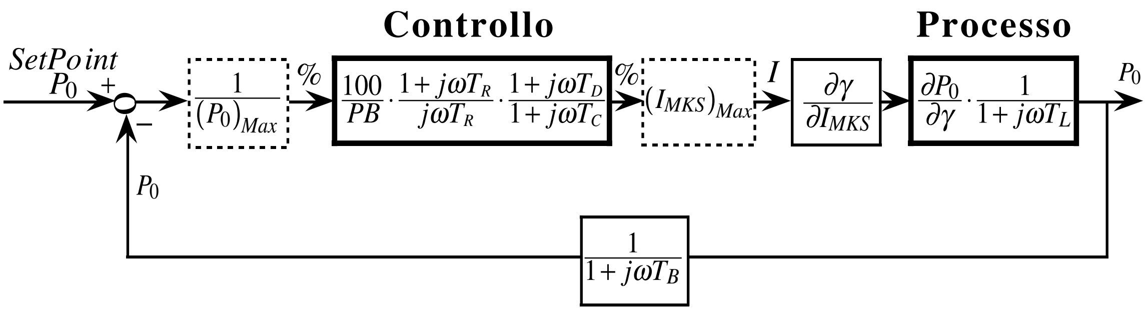

Fig.3.4.4: Schema del sistema di controllo della pressione a monte del nozzle. I due stadi entro i riquadri tratteggiati hanno il compito di normalizzare l'entrata e l'uscita dell'algoritmo di "controllo" in percentuali del fondoscala. Lo stadio alla sinistra del "processo" rappresenta la valvola MKS. Lo stadio posto sulla linea di ritorno (riquadro in basso) schematizza la funzione di trasferimento dello strumento (Barton) che misura la pressione P_0.

Il tempo di campionamento e' sulla scala del decimo di secondo (T_C=0.2*sec*), dal momento che sono necessari tempi di risposta dell'ordine della decina di secondi.

Imponendo che lo stadio proporzionale guadagni 1 (*PB*=100), il sistema risulta stabile in ogni condizione di lavoro. Il metodo usato per operare la scelta e' il criterio di

Bode: il valore urilizzato e', infatti, tale che il modulo della funzione di trasferimento a ciclo aperto del sistema (dipendente dalla pulsazione ω), in un grafico in scala bilogaritmica, abbia pendenza -1 in una decade intorno al valore in cui taglia l'asse delle pulsazioni. L'inverso di tale valore e' il tempo caratteristico del sistema (prontezza), che dipende dal guadagno sia del processo, sia dello stadio proporzionale.

Dal momento che l'errore a regime e' proporzionale all'inverso del guadagno statico a ciclo aperto (nel nostro caso coincidente col guadagno statico del processo riportato in tabella 3.4.1), si otterrebbe una precisione nel valore di P_0 e, conseguentemente, nella densita' dipendente dalle condizioni di lavoro. Per ovviare a questo inconveniente, ottenendo un errore a regime nullo, e' stato inserito lo stadio proporzionale all'integrale dell'errore. Per non perdere la stabilita' del sistema, il tempo di integrazione e' stato scelto uguale al massimo tempo caratteristico del processo, corrispondente a T_R=30 *sec* (si veda grafico in basso di figura 3.4.5). Con questa scelta dei parametri, tramite il criterio di Bode, si e' verificata la stabilita' nelle condizione di lavoro di tabella 3.4.1.

Dal modello non emerge la necessita' dello stadio derivativo. In realta', al momento del test sulla macchina, si e' visto che la stabilita' migliore si ha utilizzando un valore di T_D = 12 *sec*. Cio' non stupisce considerando che il modello non ha tenuto conto di effetti come il ritardo della linea di idrogeno o il tempo di risposta della MKS. Lo stadio derivativo, infatti, agendo da anticipatore di fase, fornisce al controllo l'informazione sull'andamento della pressione a tempi brevi, rendendolo in grado di prendere decisioni con l'anticipo necessario a neutralizzare le cause di ritardo.

§ Paragrafo 3.5: Lo stadio di recupero: il sisema di pompaggio.

Lo stadio di recupero e' stato progettato al fine di massimizzare la Jet Target Efficiency (si veda paragrafo § 2.6), minimizzando il flusso di idrogeno non clusterizzato nell'*Antiproton Accumulator* (camera AA della Jet Target). A questo scopo e' stato realizzato un sistema di pompaggio differenziale per le sette camere (si veda figura 2.2.1), che sono state divise da skimmer e diaframmi di piccola conduttanza. Per scegliere il valore delle velocita' di pompaggio delle pompe, si e' fatta una stima dei *throughput* di ciascuna camera (riportati di seguito in questo paragrafo). Scelti tali valori, e' stato progettato un sistema a cascata di pompe, che avesse il rapporto di compressione sufficiente per permettere alle pompe turbomolecolari di ciascuna camera di lavorare nell'intervallo di pressioni richieste.

La scelta delle velocita' di pompaggio in ogni camera.

- In J1 (la camera che contiene il corpo della macchina) si ha il flusso di idrogeno direttamente uscente dal nozzle ($Q_{J1\,Max}$=10 *torr·lit/sec*). Si vogliono ottenere pressioni

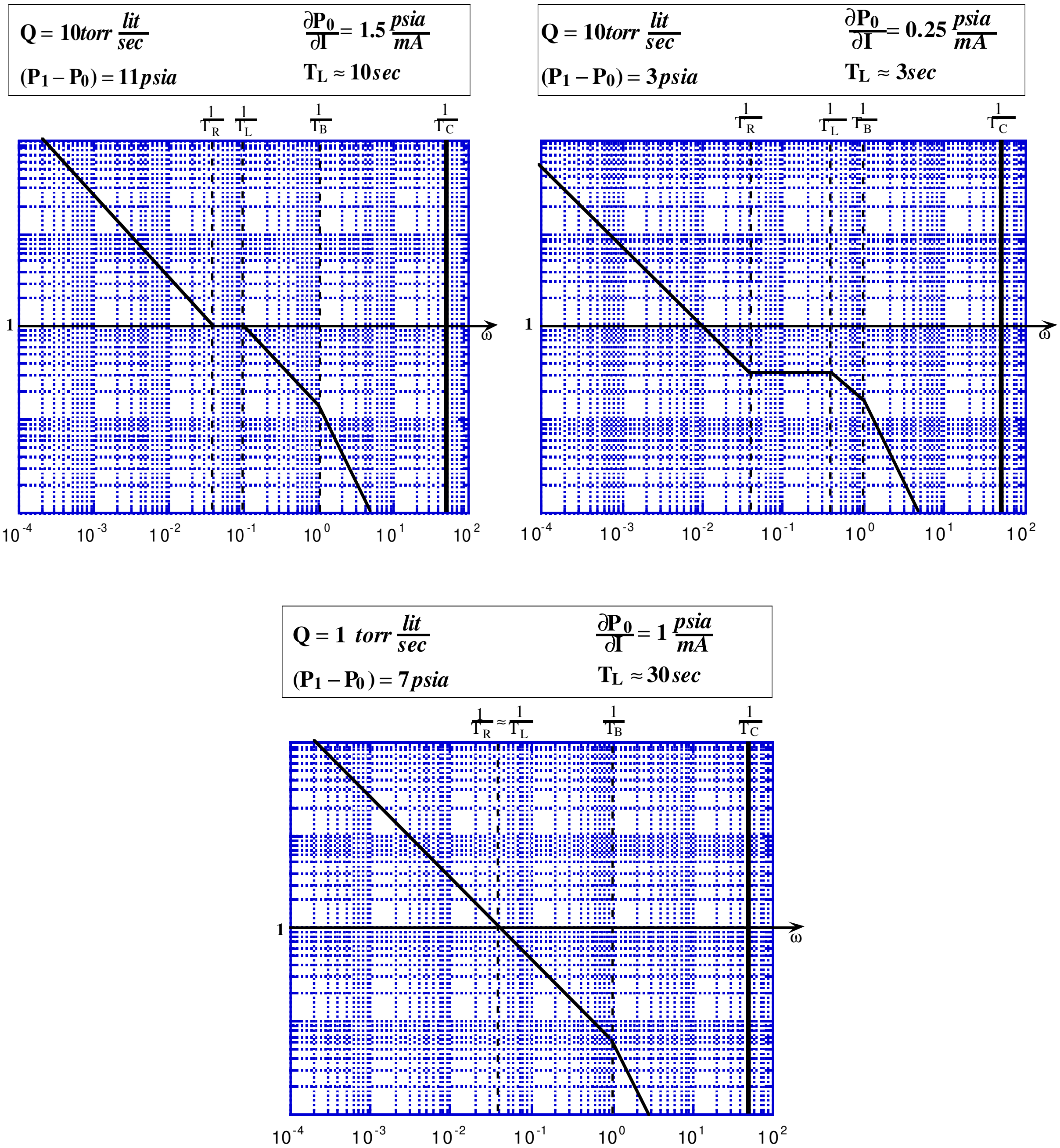

Fig.:3.4.5: Andamenti asintotici del modulo della funzione di trasferimento a ciclo aperto del controllo di pressione. Secondo il criterio di Bode, il sistema e' stabile in ogni condizione di lavoro.

al massimo di qualche *millitorr* . Per pressioni piu' alte, infatti, il numero di urti delle molecole per unita' di superficie (legato alla temperatura del gas) trasferisce un'energia sufficientemente alta ai cluster da ridurrne notevolmente le dimensioni. Sono, pertanto, necessarie velocita' di pompaggio medie maggiori di 1000 *lit/sec* (si veda formula 2.3.3), ottenibili, in pratica, montando due pompe turbomolecolari (si veda appendice § A.2) da 1000 e 3500 *lit/sec* (si veda paragrafo § 2.8). Inoltre, per diminuire la temperatura media del gas o, in altre parole, l'energia media trasferita ad ogni urto, e' stato posto uno scudo a 77K nella parete di J1 affacciata al nozzle (si veda paragrafo § 3.1).

- Tra J2 e J3 e' sistemato lo skimmer che seleziona l'apertura angolare finale (1.5˚) del bersaglio, in maniera da avere un diametro del Jet, nella zona di interazione, di circa 1 *cm* (si veda paragrafo § 1.5, in particolare figura 1.5.2, e paragrafo § 2.2). In J2 si distruggono, pertanto, tutti i cluster non contenuti negli 1.5˚ del bersaglio, ma passanti attraverso lo skimmer tra J1 e J2 (circa 3˚). Il compito di questo skimmer e' quello di isolare la camera J1 dalla camera J2 con una bassa conduttanza (2 *lit/sec*), offrendo, allo stesso tempo, una apertura abbastanza grande da consentire una tolleranza accettabile al sistema di allineamento. A causa di questa bassa conduttanza, il gas diffuso da J1 verso J2 risulta essere due ordini di grandezza piu' basso rispetto al flusso di gas causato dalla distruzione dei cluster in J2. Tale flusso dipende dalla frazione di cluster formati nel nozzle (si veda paragrafo § 2.8), la quale, essendo aumentata di un fattore circa 20 dopo i cambiamenti effettuati sulla Jet Target di E760, porta a flussi dell'ordine del decimo di *torr·lit/sec*. Per ottenere pressioni inferiori ai 10^{-3} *torr* , e' sufficiente una velocita' di pompaggio di circa 1000 *lit/sec*.
- R1 e' l'ultima camera di recupero del sistema. Il flusso Q_{R1} portato dalla rottura dei cluster per urto con le pareti dipende, come nel caso di J2, dalla *cluster fraction* e raggiunge al massimo 0.1÷0.2 *torr·lit/sec*. Tuttavia, poiche' il fascio ha forma conica, il diaframma tra R2 e R3 ha un diametro molto grosso (26 *mm*), corrispondente ad una conduttanza $C_{R1\rightarrow R2}$=150 *lit/sec*. Per evitare un ritorno di gas verso AA, e' necessario anche per questi bassi flussi una velocita' di pompaggio S_{R1} molto alta (superiore ai 1000 *lit/sec*). In R1 sono state montate, pertanto, due pompe turbomolecolari da 1000 e da 3500 *lit/sec*. La velocita' di pompaggio media raggiunta nella camera e' dell'ordine dei 2500 *lit/sec*.

Il flusso di gas che da R1 torna in R2, nell'ipotesi che $P_{R2} \ll P_{R1}$, e' ottenibile, infatti, con una relazione simile alla legge di Ohm, come

$$Q_{R2} = \frac{C_{R1\rightarrow R2}}{S_{R1}} Q_{R1} \tag{3.5.1}$$

in cui i *throughput* Q giocano il ruolo della corrente, le conduttanze C sono l'inverso delle resistenze e le pressioni corrispondono alle tensioni. In questa maniera, avendo misurato le conduttanze degli skimmer e dei diaframmi e dando un valore alle velocita' di pompaggio medie nelle varie camere, e' possibile avere un'idea dei flussi da J3, R3, R2 e AA.

• Nelle altre camere (J3, R3, R2 e, infine AA), tramite il conto appena esposto, avendo a disposizione velocita' di pompaggio anche inferiori ai 1000 *lit/sec* (valori utilizzati 650÷750 *lit/sec*), si arriva a flussi intorno al millesimo di *torr·lit/sec* (si e' supposto un Q_{J1}=5 *torr·lit/sec* e una *cluster fraction* 10^{-2}) In particolare ci si aspetta in AA un flusso di $10^{-3} \div 10^{-4}$ *torr·lit/sec*, che, con velocita' di pompaggio superiori ai 1000 *lit/sec*, porta a pressioni di circa 10^{-7} *torr*. Per ottenere tali pressioni, e' stata montata in ogni camera una pompa turbomolecolare da 1000 *lit/sec*, ad eccezione di AA in cui ne sono state montate due.

Riporto in tabella 3.5.1 i valori misurati di conduttanza e velocita' di pompaggio per ogni camera.

Velocita' di pompaggio (*lit/sec*)	***Conduttanze*** (*lit/sec*)
S_{J1} = 1000÷2300	$C_{J1\rightarrow J2}$ = 2
S_{J2} = 650	$C_{J2\rightarrow J3}$ = 6
S_{J3} = 660	$C_{J3\rightarrow AA}$ = 25
S_{AA1} = 650	
S_{AA} = 940	
S_{AA2} = 650	
S_{R3} = 700	$C_{AA\rightarrow R3}$ = 40
S_{R2} = 740	$C_{R3\rightarrow R2}$ = 100
S_{R1} = 2650	$C_{R2\rightarrow R1}$ = 150

Tabella 3.5.1: Le velocita' di pompaggio e le conduttanze misurate per le varie camere. Con S_{AA} si e' indicata la velocita' di pompaggio misurata vicino al fascio, diversa da $S_{AA1}+S_{AA2}$ a causa della conduttanza del tubo. La velocita' di pompaggio in J1, dipende dalla pressione nel modo descritto in tabella 2.8.2.

Il sistema di pompaggio.

Durante l'analisi dei dati presi nell'Ottobre '95, si ha avuta la conferma che il sistema di pompaggio della macchina, progettato per la Jet Target di E760, non fosse piu' adeguato ai flussi ottenibili dopo le modifiche eseguite. Le misure di pressione nelle camere AA1 e AA2, infatti, risultavano essere circa il 40% piu' alte di cio' che ci si aspettava scrivendo la conservazione del *throughput* in AA, misurato tramite un *ion gauge* posto proprio vicino al fascio, utilizzando i valori di velocita' di pompaggio misurati tramite flussi calibrati (si veda tabella 3.5.1). Cio' dipendeva dal fatto che quei valori non erano piu' utilizzabili. Ma vi era anche un'altra conferma di questo fatto: i

Q_{AA} calcolati con la legge di Ohm risultavano essere fino ad un ordine di grandezza piu' bassi di quelli misurati.

Facendo quindi una stima dei flussi nelle varie camere per un Q_{J1}=5*torr·lit/sec* (valore tipico), conoscendo le velocita' di pompaggio delle pompe utilizzate e le conduttanze dei tubi di collegamento, sono state ricalcolate le pressioni alla bocca di uscita e di entrata di ogni pompa. Per alcuni dei valori ottenuti e' stato possibile verificare la compatibilita' con le misure di alcuni *cold cathode* posti in punti di interesse. In particolare (si veda figura 3.5.1) e' stato messo in evidenza che, data la conduttanza del tubo (detto *manifold*) che collega le bocche di uscita di tutte le pompe da J2 a R2 ($C_{manifold}$~100÷400 *lit/sec*), il flusso da J2 (Q_{J2}~0.3*torr·lit.sec*) porta ad avere un prevuoto di 10^{-3} *torr* per le pompe TMPAA1 e TMPAA2. In queste condizioni, anche in assenza di flusso da AA, il rapporto di compressione non consente di raggiungere pressioni inferiori ai 10^{-5}÷ 10^{-6} *torr*, invece dei 10^{-7} *torr* voluti.

La pressione alla bocca di una pompa, infatti, e' il rapporto tra il *throughput* e la velocita' di pompaggio solo se questa e' maggiore del rapporto tra la pressione alla bocca di uscita e il rapporto di compressione. Nel caso delle pompe turbomolecolari, inoltre, come si vede in figura A.2.3, si ha a che fare con un fenomeno di soglia: per pressioni alla bocca di uscita inferiori a 10^{-3} *torr* (valore tipico) il rapporto di compressione e' costante e vale circa 1000 (per idrogeno), per valori superiori il rapporto di compressione cala molto bruscamente.

Il problema del prevuoto per le pompe di AA e' stato risolto disconnettendo la bocca di uscita della TMPJ2 dal *manifold*, e collegandola, tramite un tubo di conduttanza circa 100 *lit/sec*, direttamente alla Turbo Booster II (si veda figura 3.5.2). In questo modo, infatti, se la Turbo Booster II garantisce pressioni alla bocca intorno ai 10^{-4} *torr*, il prevuoto della pompa turbomolecolare di J2 e' circa 10^{-3} *torr* (Q_{J2}~0.3*torr·lit.sec*), valore per cui il rapporto di compressione e' sufficiente ad ottenere le pressioni di lavoro in J2 (10^{-4} *torr*). Inoltre, i flussi tipici nel *manifold* diventano inferiori ai 10^{-2}*torr·lit.sec*, permettendo di raggiungere per la TMPAA1 e la TMPAA2 un prevuoto tra i 10^{-4} *torr* e i 10^{-5} *torr*.

Ci si e' anche sincerati, che, con i nuovi flussi, alla bocca della Turbo Booster II ci fossero i 10^{-4} *torr* richiesti. In realta', con l'uso di una semplice rotativa (si veda appendice § A.1.1), si riesce a fornire, per questa booster, un prevuoto di circa $5 \cdot 10^{-2}$ *torr*, valore di pressione per cui il rapporto di compressione scende anche intorno a 100. E' stato quindi necessario collegare, a monte della Turbo Booster II, una *roots* (si veda appendice § A.1.2), la cui velocita' di pompaggio effettiva, tenuto conto della velocita' di pompaggio della rotativa, permettesse di ottenere prevuoti inferiori ai 10^{-2} *torr*.

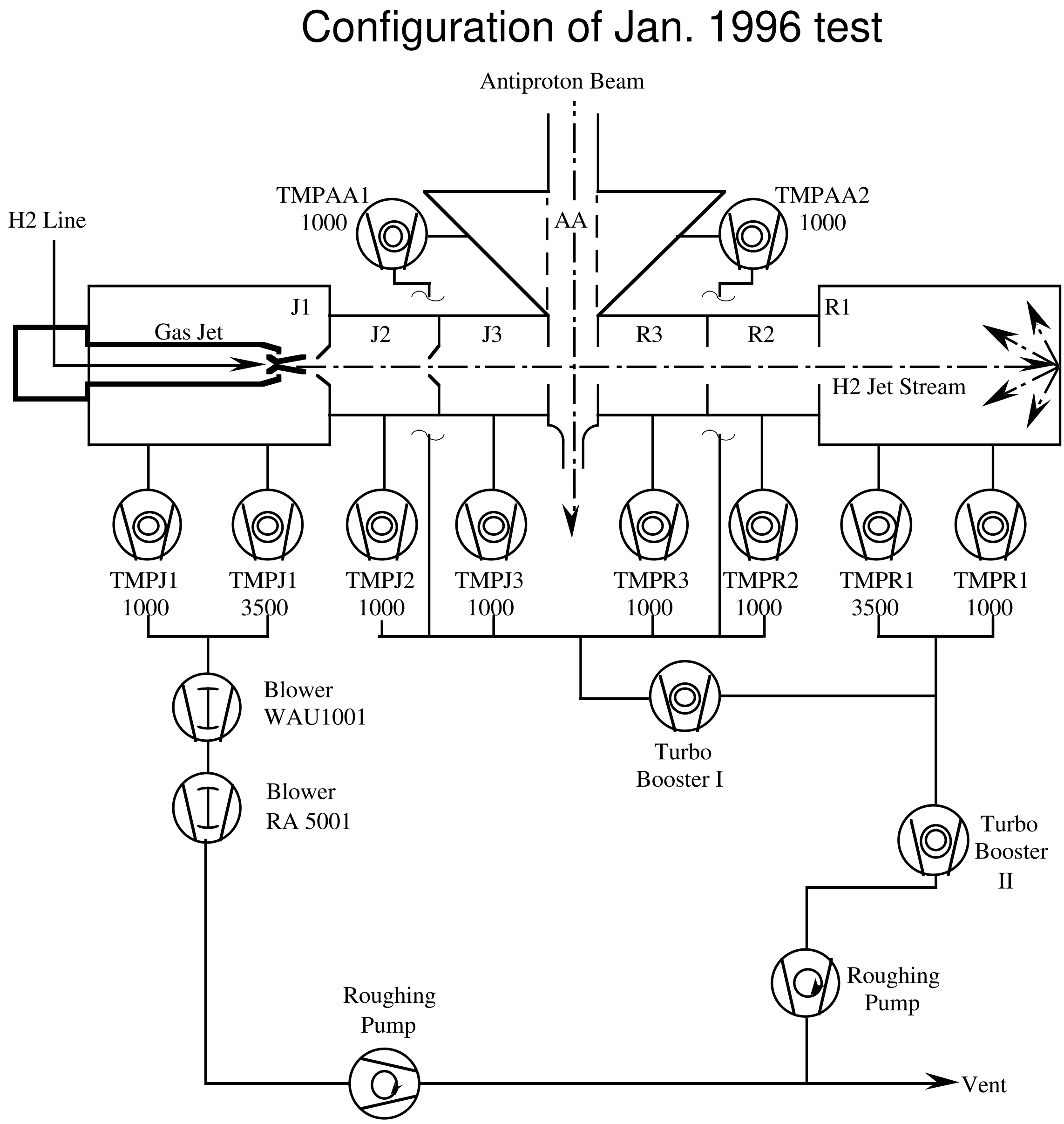

Fig.3.5.1: La configurazione del sistema di pompaggio durante le misure del Gennaio '96. Le bocche di uscita delle pompe da J2 a R2 sono collegate tutte al *manifold*. Il flusso dovuto a J2 alza il prevuoto delle pompe TMPAA1 e TMPAA2, limitando la pressione raggiungibile in AA a causa del rapporto di compressione.

Proposed configuration

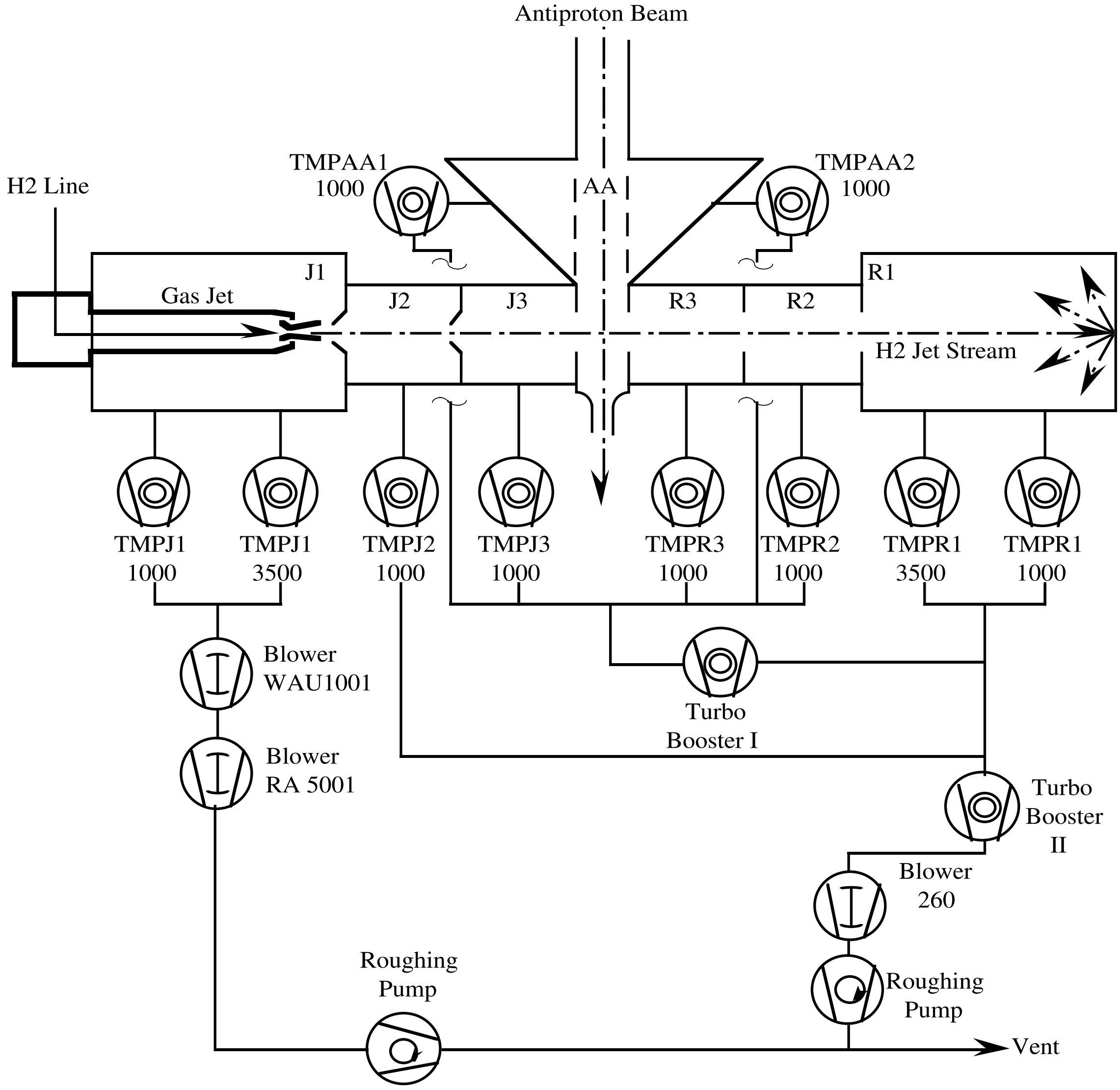

Fig 3.5.2: La nuova configurazione del sistema di pompaggio. E' stata aggiunta una *roots* per migliorare il prevuoto della Turbo Booster II. La bocca di uscita della TMPJ2 e' stata collegata direttamente alla Turbo Booster II, in maniera da migliorare il prevuoto delle TMPAA1 e TMPAA2. La pressione in AA dipende, cosi', dalle velocita' di pompaggio delle pompe e non piu' dal rapporto di compressione.